

# 智能车辆横向动力学与控制研究

赵熙俊

2011 年 12 月

中图分类号: U461.1

UDC 分类号: 629

## 智能车辆横向动力学与控制研究

作者姓名	<u>赵熙俊</u>
学院名称	<u>机械与车辆学院</u>
指导教师	<u>陈慧岩教授</u>
答辩委员会主席	<u>高利教授</u>
申请学位	<u>工学博士</u>
学科专业	<u>车辆工程</u>
学位授予单位	<u>北京理工大学</u>
论文答辩日期	<u>2011 年 12 月 29 日</u>

# **Study on the Lateral Dynamics and Control for Intelligent Vehicles**

Candidate Name:	<u>Xijun Zhao</u>
School or Department:	<u>School of Mechanical Engineering</u>
Faculty Mentor:	<u>Prof. Huiyan Chen</u>
Chair, Thesis Committee:	<u>Prof. Li Gao</u>
Degree Applied:	<u>Doctor of Philosophy</u>
Major:	<u>Vehicular Engineering</u>
Degree by:	<u>Beijing Institute of Technology</u>
The Date of Defence:	<u>December 29, 2011</u>

智能车辆横向动力学与控制研究

北京理工大学

## 研究成果声明

本人郑重声明：所提交的学位论文是我本人在指导教师的指导下进行的研究工作获得的研究成果。尽我所知，文中除特别标注和致谢的地方外，学位论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得北京理工大学或其它教育机构的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的合作者对此研究工作所做的任何贡献均已在学位论文中作了明确的说明并表示了谢意。

特此申明。

签    名：                    日期：

## 关于学位论文使用权的说明

本人完全了解北京理工大学有关保管、使用学位论文的规定，其中包括：①学校有权保管、并向有关部门送交学位论文的原件与复印件；②学校可以采用影印、缩印或其它复制手段复制并保存学位论文；③学校可允许学位论文被查阅或借阅；④学校可以学术交流为目的，复制赠送和交换学位论文；⑤学校可以公布学位论文的全部或部分内容（保密学位论文在解密后遵守此规定）。

签    名：                    日期：

导师签名：                    日期：



## 摘要

自动转向系统是体现智能车辆智能行为的基础。本文以智能车辆的自动转向系统为研究对象,深入分析基于预瞄机制的车辆-道路系统动力学模型,提出了前馈-反馈的自动转向控制算法。针对智能车辆横向运动状态的不可测量的物理量,运用扩展卡尔曼理论,提出了非线性状态估计算法。搭建了智能车辆自动转向实验平台,通过仿真和实车试验验证了自动转向控制算法。

建立了基于预瞄机制的车辆-道路系统动力学模型。从平面运动车辆的横向动力学单轨模型出发,以预瞄机制为核心,通过分析车辆-道路相对运动关系,建立了自动转向系统线性和非线性模型。通过对转向执行机构的动力学分析,建立了数学模型,采用遗传算法优化了模型参数。

深入分析了连续变化前轮偏角输入时的车辆行驶轨迹特性。由车辆行驶轨迹方程,分析了连续变化前轮偏角输入时的车辆行驶轨迹微分特性,得到了不同车速下的前轮偏角与车辆行驶轨迹曲率、前轮偏角变化率与车辆行驶轨迹曲率变化率之间的定量关系。由车辆行驶轨迹方程,采用数值积分方法,得到了车辆未来轨迹的预测方法。

深入分析了自动转向开环、闭环系统特性,提出了预瞄距离选取方法。以传递函数为基础,分析了车速和预瞄距离对自动转向开环系统的影响,并验证了系统的能控性和能观性。通过全状态反馈,推导了自动转向闭环控制系统的稳态误差及质心处的横向位置偏差,确定了控制目标。以获得较好的自动转向开环系统零点阻尼比和较小的质心处横向位置偏差稳态值为目标,提出了预瞄距离模型。

提出了前馈-反馈的自动转向控制算法。前馈控制量由车辆横向动力学稳态特性和期望道路曲率计算得到。反馈控制量则根据 Backstepping 设计方法,运用滑模控制理论和自适应理论进行设计。试验结果表明所提出的控制算法对未知干扰和不确定性,如横向风、参数不确定性和车速等,具有较好的鲁棒性和适应性。

提出了智能车辆横向运动状态非线性估计算法。从车辆横向动力学非线性模型出发,根据所开发智能车辆平台的现有传感器配置,运用扩展卡尔曼滤波理论,设计了车辆行驶状态非线性估计算法并通过 MATLAB/Simulink 软件得到了实现。试验结果表明,所提出的算法能准确地估计车辆行驶横向运动状态。

开发了自动转向控制系统的仿真和实车试验平台,进行了典型工况下的仿真试验

研究和实际道路下的实车试验研究。运用 CarSim 和 MATLAB/Simulink 软件，搭建了自动转向联合仿真平台，通过设计典型的仿真工况验证了本文提出的自动转向控制算法的性能。开发了智能车辆实车实验平台，通过实车试验进一步验证了控制算法的可行性和正确性。仿真和实车试验结果表明，本文所设计的自动转向系统道路跟踪精度高，同时对外界不确定性和车速的变化具有较强的鲁棒性和适应性。

**关键词：**自动转向；智能车辆；滑模控制；状态估计；道路跟踪



## Abstract

The automatic steering system of intelligent vehicles is the basic subsystem to perform the intelligence behavior. The feedforward - feedback control scheme is proposed based on deep analysis of the preview vehicle - road dynamic model. Meanwhile, Extended Kalman Filter is used to design nonlinear state estimation for lateral motion states of the intelligent vehicles. Simulations and real vehicle tests are carried out to verify the proposed approaches. The main research contents are summarized as follows:

Firstly, the preview vehicle - road dynamics model is derived. According to the single track vehicle lateral dynamic model, the linear and nonlinear model of the automatic steering system is derived using preview action and vehicle - road kinematic relationship. On the other hand, a mathematic model of the automatic steering actuator is formulated based on the dynamic analysis. Then the parameters of the model are optimized using Genetic Algorithm.

Secondly, the properties of the vehicle trajectory under continuous control inputs of front wheel angle are analyzed in depth. In the light of the vehicle trajectory formulation, differential properties of the vehicle trajectory are discussed, which results in relationship between front wheel angle and curvature of vehicle trajectory, front wheel angle rate and curvature rate under different velocities. According to the vehicle trajectory formulation, the vehicle path is predicted via numerical integration.

Then, the properties of the open loop and closed loop for automatic steering system are analyzed in depth, and the method of determination of the look - ahead distance model parameters is proposed. The influence of velocity and look - ahead distance on automatic steering open loop system is discussed based on transfer functions, and the controllability and observability of the open loop system is validated. According to the state feedback, the steady error of the automatic steering closed loop system is derived. The look - ahead distance is derived in order to get the better damping of the open loop zeros, and to minimize the steady error of lateral deviation at center of gravity.

Furthermore, the feedforward - feedback control scheme is proposed for automatic steering control system. The feedforward term is calculated by considering the steady response of the vehicle lateral dynamic and desired road curvature. While the feedback term is designed combining the backstepping technique and adaptive sliding mode control

approach. The proposed algorithm is proved to be robust to unknown disturbances and uncertainties, such as cross wind, parameter uncertainties, and velocities.

Afterward, the nonlinear state estimation algorithm for intelligent vehicle lateral motion is proposed. Extended Kalman Filter is adopted to design vehicle state estimation algorithm using current sensor configuration, moreover, the algorithm is implemented under MATLAB/Simulink. The simulation experiments and real vehicle tests are presented to illustrate the effectiveness of the proposed estimation algorithm.

Finally, the simulation and real vehicle platform is developed, and both the simulation experiments and real vehicle tests are carried out. The simulation experiments are running under CarSim & MATLAB/Simulink joint simulation environment. The intelligent vehicle platform is also developed to verify the proposed controller. The simulation experiments and real vehicle tests are showing the proposed control algorithm has good performance.

**Key Words:** automatic steering; intelligent vehicle; sliding mode control; state estimation; path tracking

## 目录

第 1 章 绪论 .....	1
1.1 引言 .....	1
1.2 自动转向控制系统及关键问题 .....	2
1.3 自动转向系统国内外研究现状 .....	4
1.3.1 国外研究现状 .....	4
1.3.2 国内研究现状 .....	11
1.4 本文的研究意义及主要研究内容 .....	12
1.4.1 本课题的研究背景和意义 .....	12
1.4.2 主要研究内容及结构 .....	12
第 2 章 基于常规车辆结构的自动转向系统总体方案及关键技术分析 .....	15
2.1 总体指标 .....	15
2.1.1 系统功能 .....	15
2.1.2 性能指标 .....	15
2.2 总体方案设计 .....	17
2.2.1 内环控制系统 .....	17
2.2.2 外环控制系统 .....	18
2.2.3 实现方式 .....	19
2.3 实现总体方案所需的关键技术 .....	19
2.4 本章小结 .....	20
第 3 章 基于预瞄机制的车辆-道路系统动力学建模 .....	21
3.1 车辆横向动力学模型 .....	21
3.1.1 平面运动车辆纵横向耦合动力学模型 .....	22
3.1.2 轮胎模型 .....	24
3.1.3 车辆横向动力学非线性模型 .....	26
3.1.4 车辆横向动力学线性模型 .....	27

3.1.5	车辆横向动力学模型验证 .....	28
3.2	转向执行机构模型及参数优化 .....	29
3.2.1	转向执行机构动力学建模 .....	29
3.2.2	转向执行机构模型待辨识参数优化 .....	31
3.2.3	遗传算法设计 .....	32
3.2.4	基于遗传算法的参数辨识优化结果 .....	34
3.3	车辆-道路系统动力学模型 .....	35
3.3.1	预瞄机制和控制变量 .....	35
3.3.2	基于预瞄机制的车辆-道路运动关系 .....	36
3.3.3	基于预瞄机制的车辆-道路系统非线性模型 .....	37
3.3.4	基于预瞄机制的车辆-道路系统线性模型 .....	38
3.4	本章小结 .....	41
第 4 章	自动转向系统特性分析 .....	43
4.1	基于模型的车辆行驶轨迹特性分析 .....	43
4.1.1	车辆行驶轨迹方程 .....	43
4.1.2	车辆行驶轨迹微分特性 .....	44
4.1.3	车辆行驶轨迹与前轮偏角的关系 .....	46
4.1.4	车辆行驶轨迹与前轮偏角变化率的关系 .....	50
4.1.5	车辆行驶轨迹数值计算 .....	54
4.2	自动转向开环系统分析 .....	56
4.2.1	自动转向开环系统传递函数 .....	56
4.2.2	车速和预瞄距离对开环系统影响 .....	58
4.2.3	自动转向开环系统的能控性和能观性 .....	60
4.3	自动转向闭环系统分析 .....	62
4.3.1	自动转向状态反馈闭环系统及稳态误差分析 .....	63
4.3.2	质心处的横向位置偏差 .....	64
4.3.3	控制目标选取 .....	65
4.4	预瞄距离选取方法 .....	65

4.4.1	预瞄距离模型 .....	65
4.4.2	预瞄距离选取方法 .....	66
4.5	自动转向系统的电机伺服内环系统对车辆操纵稳定性的影响 .....	72
4.5.1	对瞬态特性的影响 .....	72
4.5.2	对稳态特性的影响 .....	73
4.6	本章小结 .....	74
第 5 章	自动转向滑模变结构控制算法设计 .....	75
5.1	控制系统结构 .....	75
5.1.1	控制模型 .....	76
5.1.2	控制系统框图 .....	77
5.2	基于曲率的前馈控制 .....	78
5.2.1	前馈控制律设计 .....	78
5.2.2	仿真分析 .....	79
5.3	基于偏差的反馈控制 .....	82
5.3.1	基于滑模变结构控制理论的反馈控制 .....	82
5.3.2	基于 Backstepping 的自适应滑模控制 .....	89
5.4	本章小结 .....	106
第 6 章	基于扩展卡尔曼滤波的智能车辆横向运动状态估计 .....	109
6.1	状态估计方法 .....	109
6.2	传感器的配置形式 .....	111
6.3	用于状态估计的车辆模型 .....	112
6.3.1	车辆动力学模型 .....	112
6.3.2	轮胎模型 .....	113
6.4	基于扩展卡尔曼滤波的车辆状态估计 .....	114
6.4.1	扩展卡尔曼滤波理论及算法 .....	114
6.4.2	基于扩展卡尔曼滤波的横向运动状态估计算法及实现 .....	117
6.4.3	仿真试验 .....	120
6.4.4	实车试验 .....	124

6.5 本章小结 .....	126
第 7 章 自动转向系统实验平台开发与试验研究 .....	127
7.1 自动转向联合仿真系统 .....	127
7.2 自动转向实车实验平台开发 .....	128
7.2.1 自动转向实车实验平台总体设计 .....	128
7.2.2 自动转向实车实验平台实现 .....	130
7.2.3 智能车辆实验平台集成 .....	133
7.3 自动转向试验研究 .....	134
7.3.1 仿真试验研究 .....	134
7.3.2 实车试验研究 .....	142
7.4 本章小结 .....	148
结论 .....	149
全文总结 .....	149
创新点 .....	150
展望 .....	151
参考文献 .....	152
攻读学位期间发表的论文与科研工作 .....	163
致谢 .....	165
作者简介 .....	166

## 第 1 章 绪论

### 1.1 引言

随着社会的发展和经济的进步,世界范围内的汽车保有量不断增加,随之而来的交通安全、交通拥挤、能源短缺、环境污染等问题已成为世界各国面临的共同难题。据世界卫生组织统计,每年有约 127 万人死于道路交通碰撞事故,2000 万至 5000 万人因被碰撞受到非致命伤害,机动车事故造成的经济损失占世界各国国民生产总值的 1%至 3%之间,总计达 5000 多亿美元。若不立即采取行动,到 2030 年,道路交通伤害预计将成为全世界第五大死亡原因,预计每年将造成 240 万人死亡<sup>[1,2]</sup>。

美国交通部国家交通安全管理局(National Highway Traffic Safety Administration,缩写为 NHTSA)恶性事故报告分析系统(Fatality Analysis Reporting System,缩写为 FARS)的数据显示:2009 年美国发生交通事故 550 万起,其中 30797 起导致人员死亡、151 万起导致人员受伤,死亡人数为 33808、受伤人数为 221 万<sup>[3]</sup>。在德国,仅 2010 年就发生交通事故 241 万起,导致 3648 人死亡、37 万人受伤<sup>[4]</sup>。在我国,汽车保有量和汽车驾驶员数量每年分别以 15.7%和 32.7%的速度递增,交通事故总数也不断增加<sup>[5]</sup>。据中国交通技术网的统计,2010 年,全国共接报道道路交通事故 390 万起,其中 21 万起导致人员伤亡,造成 65225 人死亡、254075 人受伤,直接财产损失 9.3 亿多元<sup>[6]</sup>。

从 FARS 提供的数据中进一步分析可知,2009 年美国死亡交通事故中,共有 16265 起交通事故是由于车辆行驶过程中偏离车道而发生,占总数的 52.8%,造成 18087 人死亡,占总数的 53.5%<sup>[7]</sup>。从 2008 年全国交通事故统计数据来看,在我国因驾驶员行为过错导致的交通事故有 230727 起,导致 61065 人死亡、265889 人受伤,分别占总数的 87.0%、83.1%和 87.2%<sup>[5]</sup>。显然,车辆行驶安全性是交通安全的基本保障,必须提高车辆的安全性才能应对当前严峻的交通安全形势。显然,传统的针对碰撞后的车辆被动安全不能满足现代交通的要求,只有发展以预防和主动控制为核心的先进车辆安全技术才能满足现代交通系统的要求。

另一方面,汽车从诞生以来其操纵者是人,即由驾驶员观察道路并操纵车辆,形成“人-车-路”的闭环控制系统<sup>[8]</sup>。该控制系统中,“人”这个子系统驾驶车辆的水平

参差不齐,而且绝大多数交通事故都是由于人为因素造成。为解决这一问题,需要将“人”的作用淡化,甚至彻底消除,这要求汽车本身具有一定的智能,使汽车更加容易操纵,甚至完全脱离“人”的操纵实现自动驾驶。因此,为了使汽车更加安全、智能,需要开展智能车辆(Intelligent Vehicle)技术研究。智能车辆作为智能交通系统(Intelligent Transportation Systems,缩写为ITS)的重要组成部分<sup>[9]</sup>,其研究内容包含ITS的一个子系统先进车辆控制与安全系统(Advanced Vehicle Control and Safety Systems)的研究内容,甚至更多<sup>[10, 11]</sup>。它基于先进的环境感知传感系统、行为决策与规划系统、执行控制系统等理解车辆所处的环境,决策下一步所要实现的智能行为,最终通过精确控制执行机构实现安全行驶。由于通过计算机进行控制,使得智能车辆的未来行为变得可预测,对环境的反应速度也更快。这将可以提高交通系统的安全性,同时改善交通系统的运输效率。

除了交通领域,智能车辆还应用于军事领域、太空勘探、执行特殊任务等。不管应用场合如何,其智能行为决策是通过动作执行来完成,因此,智能车辆运动控制不仅是实现智能行为的前提和基础,更是智能车辆平台的核心技术。

智能车辆的运动控制分为纵向控制和横向控制<sup>[12]</sup>。纵向运动控制系统是指油门和制动的协调控制,主要目的是实现对期望车速的精确跟随。横向控制系统是指智能车辆的路径跟踪横向控制系统,即自动转向控制系统,是指根据道路与车辆之间的位置偏差和方向偏差来计算适当的前轮偏角,并控制车辆沿期望道路行驶。其目的是在保证车辆操纵稳定性的前提下,不仅使车辆精确跟踪期望道路,同时使车辆具有良好的乘坐舒适性。

## 1.2 自动转向控制系统及关键问题

智能车辆的自动转向控制系统作为智能车辆路径跟踪以及智能行为决策执行的关键子系统,是体现智能车辆智能行为的关键技术,已成为智能车辆平台的关键瓶颈技术。自动转向控制系统的性能优劣直接影响智能车辆的智能行为表现。近年来,随着智能车辆技术的迅速发展,其行驶速度逐渐提高,车辆动力学特性逐渐明显,这对自动转向控制系统提出了新的要求。基于车辆运动学模型设计的自动转向控制算法将不能满足高速行驶智能车辆的需求,所设计的自动转向控制算法必须对大范围变化的车速具有鲁棒性,同时对不确定的外界干扰,如路面不平、横向风等具有适应性。

根据环境感知传感系统不同,智能车辆自动转向控制策略分为前瞻式参考系统



(Look-ahead Reference System) 和非前瞻式参考系统 (Look-down Reference System) [13, 14]。前瞻式参考系统是指通过测量车辆前方的期望道路与车辆之间的横向位置偏差和方向偏差来控制车辆实现自动转向, 类似于驾驶员开车行为。如基于雷达或机器视觉的智能车辆导航路径跟踪系统就属于前瞻式参考系统。非前瞻式参考系统是指通过测量车辆附近的期望道路与车辆之间的横向位置偏差和方向偏差来控制车辆实现道路跟踪, 如磁道钉参考系统、电缆参考系统等属于非前瞻式参考系统。该系统能够获得可靠的、精确的道路跟踪效果, 并且不受天气、光线等外界因素的影响, 因此成为了自动化高速公路 (Automated Highway Systems, 缩写为 AHS) 的研究重点[15]。

自动转向控制算法的设计有两种方法[16]: 一是基于驾驶员模型的自动转向控制方法, 二是基于控制理论的自动转向控制器设计方法。前者是模仿驾驶员的驾驶特性而提出的智能控制方法, 该方法首先通过采集大量的优秀驾驶员操纵车辆数据, 然后基于智能学习算法离线学习驾驶员操纵特性, 并控制车辆实时进行反馈修正。后者是通过对自动转向系统进行动力学建模, 运用控制理论来设计控制律的方法。本文的研究基于车辆-道路动力学模型和控制理论, 不涉及驾驶员模型方面的研究。

基于控制理论的自动转向控制方法, 旨在通过建模、控制来设计自动转向控制算法, 解决智能车辆在不确定、外界干扰环境下行驶时的鲁棒控制问题。为了使自动转向控制系统具有鲁棒性、适应性, 需要解决以下几个关键问题: 建立合适的车辆-道路系统动力学模型, 深入分析车辆行驶轨迹特性与预瞄距离模型, 求解非线性自动转向控制算法, 实时估计智能车辆横向运动状态。各关键问题及其关系如图 1.1 所示。

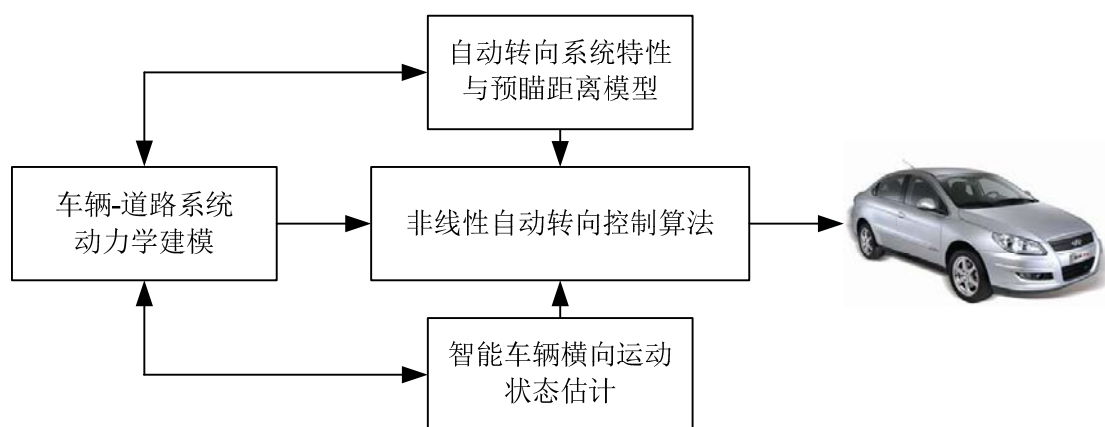


图 1.1 自动转向控制系统关键问题

许多关于自动转向控制技术的研究都是基于车辆运动学模型开展的, 这是因为运动学模型以简单的公式来描述车辆-道路之间的关系, 设计控制律方便。然而随着智能

车辆行驶速度的提高, 车辆动力学特性越来越明显, 故运动学模型不能准确描述智能车辆横向运动。因此, 如何结合预瞄机制、车辆横向动力学模型来建立描述车辆-道路运动关系的模型是自动转向控制系统首先要解决的关键问题。

在车辆-道路动力学模型基础上, 分析模型所具有的特性和车辆行驶轨迹特性是研究自动转向控制算法的前提。不同的预瞄距离对自动转向系统有较大影响, 因此如何选取预瞄距离是自动转向系统的另一个关键问题。

由于车辆横向动力学模型具有非线性、不确定、约束等特性, 自动转向控制算法的设计不能基于传统的经典控制理论或者线性控制理论。因此, 如何设计满足性能需求的非线性自动转向控制算法是自动转向控制需要解决的核心关键问题。

为了设计自动转向控制算法, 必须通过传感器采集车辆横向运动状态。其中有些状态变量是无法通过传感器直接获取, 因此需要采用状态估计算法对不可测量的物理量进行状态估计。所以, 在车辆行驶动态环境下, 如何求解横向运动状态非线性估计算法是设计自动转向控制系统的又一关键问题。

### 1.3 自动转向系统国内外研究现状

有关智能车辆自动转向控制的研究始于二十世纪五十年代, 主要是为了解决 AHS 上的车辆自动驾驶问题而提出的<sup>[17]</sup>。经过近半个世纪的发展, 从简单的 PID 控制算法到先进的智能控制理论、螺旋控制理论等广泛应用于自动转向系统的控制。下面就国内外对自动转向控制方面的研究历史和现状进行详细论述。

#### 1.3.1 国外研究现状

二十世纪五十年代末, 为了实现车辆的自动驾驶, 美国开始研究基于非前瞻式参考系统的车辆自动转向控制。最早的相关报道来自通用汽车 (General Motor, 缩写为 GM) 和美国无线电公司 (Radio Corporation of America, 缩写为 RCA) 的电子化高速公路 (Electronic Highway)<sup>[10]</sup>。根据相关报道, GM 和 RCA 在实验车辆上演示了基于电缆引导参考系统的车辆自动转向控制技术<sup>[18]</sup>。随后, 六十年代到七十年代英国道路研究室 (Road Research Laboratory) 和日本通产省 (MITI) 的机械技术研究所 (Mechanical Engineering Laboratory, 缩写为 MEL) 也先后进行了车辆自动转向试验<sup>[10, 19, 20]</sup>。相关报道称, 英国 RRL 实验室的自动转向平台在直道上的道路跟踪误差为 2cm。日本 MEL 的自动转向平台根据横向位置偏差和车辆横摆角速度, 基于 PD 控制

算法设计自动转向控制律，并且在 1967 年的试验中车速已达到了 100km/h<sup>[21]</sup>。此时的自动转向控制系统都是基于非前瞻式参考系统，将电缆设置在道路中心线处，通过车上的传感器感知车辆与道路之间的位置偏差。七十年代，MEL 的 Tsugawa 等人开发了基于机器视觉的智能车辆导航系统。该平台采用基于车辆运动学模型的目标点跟踪算法，用三次多项式描述道路并根据目标点的位置和方向角的约束条件进行多项式拟合，由阿克曼几何转向公式计算前轮偏角。在 1978 年的试验中车速达到了 30km/h<sup>[22]</sup>。

随后的 1965 年到 1980 年间，在美国交通部联邦公路管理局（Federal Highway Administration，缩写为 FHWA）的资助下，俄亥俄州立大学 Fenton 等人对基于电缆的非前瞻式参考系统的道路跟踪自动转向控制进行了深入的研究<sup>[23]</sup>。他们在二自由度单轨车辆转向动力学模型基础上，建立了考虑侧倾转向效应的车辆转向模型，并通过频响特性试验来确定模型参数，之后基于经典控制理论设计了串联校正补偿器。试验结果表明，车辆以 35.8m/s 的速度能较好地跟踪高速公路上的直道和弯道（弯道半径为 1341m），从直道进入弯道时，最大横向偏差为 3.08cm。在后续的研究中，为了适应智能车辆行驶速度变化，Fenton 等人提出了速度适应型串联校正补偿算法，通过串联速度消除项来实现不依赖于车速的闭环系统，而补偿器根据不同的车速调节参数，且控制器是基于模拟电路来设计的<sup>[24]</sup>。试验结果表明，直道上的跟踪误差为 4cm，而半径较小的弯道上的跟踪误差也小于 10cm。随着数字电子技术的发展，1981 年，针对速度适应型串联校正补偿算法，Fenton 等人设计了基于 Intel8086 微计算机的控制器<sup>[25]</sup>。微控制器不仅提高了计算速度，更是提高了跟踪精度（较小半径弯道上的跟踪精度可达 2cm 以内）。以上述研究为基础，1988 年，Fenton 等人提出了基于最优控制理论的速度适应型全状态反馈控制算法，并通过四阶状态观测器来观测状态变量<sup>[26]</sup>。车速从 1m/s 到 35m/s 变化时，每隔 1m/s 计算 Ricatti 方程来求解最优控制反馈矩阵，同时通过极点配置方法来设计状态观测器，控制算法采用摩托罗拉 MC68000 单片机实现。仿真试验结果表明，以 18m/s 的车速跟踪半径为 100m 的道路时的横向偏差小于 0.8cm，以 20m/s 的车速跟踪半径为 300m 的道路时的横向偏差小于 2.4cm，以 30m/s 的车速进行换道操作时的横向偏差小于 1.2cm。

随后的研究主要来自 1986 年开始的美国加利福尼亚州 PATH（Partners for Advanced Transit and Highways）计划，由加州大学伯克利分校完成。PATH 计划旨在解决 AHS 问题，重点研究了基于磁道钉的非前瞻式参考系统的自动化公路-车辆控制

问题,提出了许多经典的车辆动力学模型和相关的控制算法<sup>[10, 15, 27]</sup>。1990 年到 1991 年间, Peng 和 Tomizuka 提出了自动转向前馈-反馈控制算法<sup>[28]</sup>。根据道路曲率计算的稳态前轮偏角作为前馈控制量,反馈控制算法采用频率线性二次型 FSLQ 最优控制理论来设计,考虑跟踪误差的同时也保证了车辆乘坐舒适性。仿真试验结果表明算法具有良好的道路跟踪精度,但是固定增益控制器不能满足车辆行驶的所有工况,特别是车速变化可能导致固定增益控制器失效。该工作为后续的自动转向控制提供了理论依据和方法。随后,他们又提出了前馈-PID 反馈控制算法,且在轮式移动小车上实现了低速(1m/s)自动转向<sup>[29]</sup>。1992 年到 1993 年间, Peng 和 Tomizuka 通过实车试验验证了上述两种控制算法的道路跟踪精度,试验结果表明以 50km/h 的车速跟踪半径为 75m 的 1/4 圆弧时,最大横向偏差小于 10cm,在一些恶劣工况下也不超过 15cm。同时,试验结果进一步表明,车速高于 50km/h 时,跟踪精度大于 25cm 而达不到性能要求,此时必须加入以预见控制(Preview Control)为基础的前馈控制量<sup>[30]</sup>。因此, Peng 和 Tomizuka 提出了自动转向预见控制算法<sup>[31]</sup>,即采用预瞄距离(Look-ahead Distance)内的道路曲率信息来计算前馈控制量。同时期, Hessburg 和 Tomizuka 在分析人工驾驶特性的前提下,提出了基于模糊控制理论的自动转向控制算法<sup>[32]</sup>,根据所选误差变量的不同设计了三种模糊逻辑控制器。对比试验结果表明,模糊逻辑控制器与前馈-PID、前馈-FSLQ 相比,跟踪误差没有很大提高,但是模糊控制算法对车速等参数的变化具有更强的鲁棒性。

上述的大多数自动转向控制系统都是基于非前瞻式参考系统而设计的,其特点是跟踪精度较高,且车辆行驶速度也较快。但是非前瞻性参考系统的转向控制算法,不能完全照搬应用于前瞻式参考系统。其主要原因是两个参考系统在获取道路信息和车辆-道路系统偏差时的方法不同,这直接导致车辆-道路系统动力学模型的不同,进而影响控制算法的设计。

随后, PATH 对基于前瞻式参考系统的自动转向控制算法也进行了一些研究。1994 年, Narendran 和 Hedrick 提出了基于车间距离和前后车方向角的前方车辆自动跟踪(Auto Tracking)控制系统,自动转向控制律根据方向偏差的 PID 算法给出<sup>[33]</sup>。1998 年, Tomizuka 提出了基于机器视觉的高速公路车道跟踪系统<sup>[34]</sup>,并用时域和频域方法详细分析了车速、预瞄距离、视觉延时等对单位反馈闭环系统的定量影响,在此基础上设计了基于曲率的前馈-反馈控制器。其中前馈控制律根据估计的前方道路曲率来计算稳态的前轮偏角而确定,反馈控制律由 PID 算法给出,曲率估计算法采用 Luenberger

状态观测器和最小二乘算法。

另外, 1989 年到 1995 年间, 作为访问学者的德国科学家 Ackermann 在美国从事了车辆横向动力学以及自动转向系统的鲁棒控制研究<sup>[35]</sup>。针对车辆行驶过程中车速、路面附着系数和车辆质量的变化, 提出了基于参数空间法的鲁棒控制方法<sup>[36, 37]</sup>, 试图解决基于非前瞻式参考系统高速车辆自动转向控制的鲁棒性问题。该控制算法是双环反馈系统, 根据横向位置偏差外环反馈来设计转向控制律、根据横摆角速度内环反馈来提高系统动态性能。随后, Ackermann、Gulder 和 Utkin 等提出了变结构控制理论, 并将此应用于自动转向控制中<sup>[37-39]</sup>。基于滑模控制理论, 他们提出了串联的非线性控制算法, 控制算法由期望横摆角速度生成部分和滑模反馈控制部分串联组成。前者在估计车辆行驶状态和横向偏差的基础上, 基于反馈线性化思想计算期望横摆角速度, 而后者采用常值切换控制律计算前轮偏角变化率。

随着研究工作的深入, PATH 学者们开始研究高速公路上的一些特殊工况, 如爆胎<sup>[40]</sup>、紧急操作<sup>[41]</sup>等工况下的自动转向控制策略。经过十余年的研究, PATH 于 1997 年 8 月在加利福尼亚州的圣地亚哥演示了 AHS 系统。演示内容包括车队行驶、完全自动驾驶、辅助驾驶、高速公路维护等<sup>[42]</sup>。加州大学伯克利分校主要演示基于车间通信、雷达测距、磁道钉导航、线控技术 (Drive-by-Wire) 等方法来实现的高速公路车队自动行驶, 车队以 105km/h 的速度在高速公路上行驶并且保持车间距为 6.5m, 加减速工况下的纵向跟踪精度小于 20cm。卡内基梅隆大学<sup>[43]</sup>主要演示个体智能车辆技术, 如车道偏离报警、车道保持、障碍物检测和避障、换道等。美国洛克希德马丁公司和加州交通部主要演示了高速公路维护技术, 如高速公路障碍清理、磁道钉维护等。其他参演单位, 如俄亥俄州立大学<sup>[44]</sup>、丰田汽车公司等主要围绕辅助驾驶 (车道保持、自适应巡航控制、起停控制等)、自动驾驶、自主换道和避障、超车等进行演示。

随后的数年间, PATH 在全世界范围内进行了自动驾驶演示<sup>[45]</sup>。这些演示主要展示精确的车辆运动控制, 包括精确的车辆纵横向运动控制、精确定点停车、车道偏离报警、车道保持、避障、车队行驶等。

在欧洲, 对智能车辆技术有较大影响的项目为 PROMETHEUS (PROgram for European Traffic with Highest Efficiency and Unprecedented Safety) 项目。该项目是 1986 年到 1994 年期间, 以奔驰公司为主的欧洲 11 家汽车公司进行的以民间为主导的智能车辆项目。PROMETHEUS 项目早期, 戴姆勒公司的 VITA (Vision Technology Application) 计划开展了基于机器视觉的车辆辅助安全系统研究<sup>[46]</sup>。VITA 计划的试

验车具有车道保持、起停模式、交叉路口辅助等功能。随后,又开展了 VITA II 计划<sup>[47]</sup>,研究车道保持、车距保持、速度控制、换道辅助、超车辅助、避障等安全辅助系统。

另外,德国慕尼黑国防军大学 Dickmanns 等人开发的智能车辆 VaMoRs 早在 1985 年就以 100km/h 的速度行驶在高速公路上<sup>[48]</sup>,同时对图像平面中的道路曲线进行了建模和分析。1994 年,另一辆 VaMP 智能车辆以 160km/h 的速度完成了高速公路上的车道跟踪、超车等智能行为<sup>[49, 50]</sup>。VaMoRs 和 VaMP 的自动转向控制算法相同,在建立包含执行机构动态特性和图像系统延时等因素的五阶状态方程的基础上,采用状态反馈设计了控制律。

意大利帕尔马大学 Broggi 等开发了基于视觉导航的 ARGO 智能车辆平台<sup>[51]</sup>。该平台于 1998 年进行了 2000 多公里的高速公路自动驾驶试验,最高车速达到了 112km/h<sup>[52]</sup>。2009 年 Broggi 等开发了基于 Drive-by-Wire 的 BRAiVE 智能车辆平台具有自动起停、前方车辆跟踪、车道偏离报警等车辆辅助安全功能。ARGO 和 BRAiVE 智能车辆采用简单的基于车辆运动学模型的自动转向控制算法,通过机器视觉测量前方道路预瞄点处的横向位置偏差,采用增益调度方法设计转向控制律<sup>[53]</sup>。2010 年 Broggi 等又开发了基于电动汽车原型的智能车辆平台 Porter<sup>[54]</sup>。该平台历经三个月从意大利出发以自动驾驶方式经过 13000km 的路程到达了上海。Porter 智能车辆的转向控制也是基于车辆运动学模型计算,根据规划出来的期望道路曲率直接由阿克曼几何转向得到期望前轮偏角。

八十年代日本,在 MITI 的资助下富士通和日产一同开展 PVS (Personal Vehicle System) 项目,旨在研制完全自动驾驶车辆<sup>[55]</sup>。PVS 车辆基于视觉系统进行导航,可提供车辆前方 5-25m 以内的道路信息用于车辆控制,其最高行驶速度可达 60km/h。PVS 采用驾驶员模型来进行车辆控制。九十年代,在 Tsugawa 的带领下从 1991 年开始开展了有关先进安全汽车 (Advanced Safety Vehicle)、超级智能车辆系统 (Super Smart Vehicle System) 等计划<sup>[19, 56]</sup>。在自动转向控制方面采用 PID 算法,加入了基于曲率的前馈控制量,提高了车辆高速时的道路跟踪精度。在 2000 年,日本也演示了基于 GPS 的车队自动驾驶,车速达 50-60km/h。

在大力发展自动化公路系统的智能车辆技术的同时,二十世纪八十年代开始,美国重点研究面向非结构化环境下的智能车辆技术,并应用于军事领域。美国国防高级研究计划局 (Defense Advanced Research Project Agency, 缩写为 DARPA) 提出的 ALV 计划<sup>[57]</sup>、JRP 计划<sup>[58]</sup>、Demo II 计划<sup>[59]</sup>、DemoIII 计划<sup>[60]</sup>、TMR 计划<sup>[61]</sup>、UGCV 计划、

FCS 计划<sup>[62]</sup>等, 极大推动了智能车辆技术的发展。其中最有代表性的是卡内基梅隆大学机器人研究所负责的 Navlab 和 Demo 计划。

在早期的研究中, 针对轮式智能车辆, 卡内基梅隆大学提出纯跟踪 (Pure Pursuit) 道路跟踪估算法<sup>[63]</sup>, 算法的原理和流程如图 1.2 所示。该算法用简单的几何关系描述车辆-道路系统稳态响应, 车辆中、低速行驶工况时具有良好的跟踪效果。然而在高速时, 由于车辆动力学特性的影响, 跟踪精度较差。

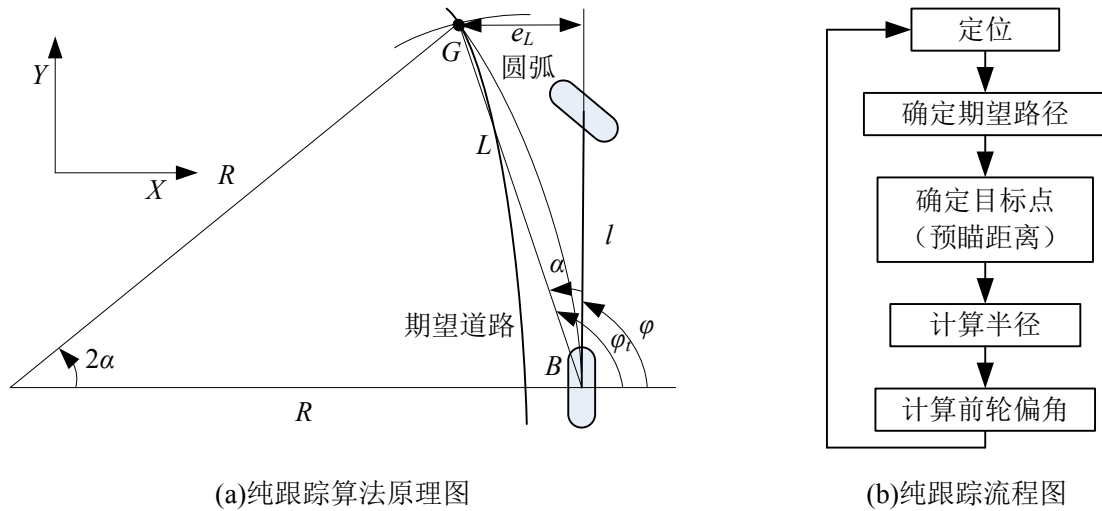


图 1.2 纯跟踪路径跟踪算法

为了考核智能车辆技术的实际应用和研究现状, DARPA 于 2004 年、2005 年和 2007 年分别举行了两次 DGC (DARPA Grand Challenge) 大奖赛和一次 DUC (DARPA Urban Challenge) 大奖赛<sup>[64, 65]</sup>。来自世界各地的智能车辆参加了比赛, 不仅向全世界展示了智能车辆的最先进技术, 更是把智能车辆技术发挥到了新的水平。车辆运动控制作为智能行为决策得以执行的基础, 也是各个队伍展示其智能车辆水平的前提, 因此实时、鲁棒、高精度的车辆运动控制是每个队伍追求的最基本目标。2007 年 DUC 的冠军卡内基梅隆大学的 Boss 智能车辆仍采用其经典的纯跟踪道路跟踪算法<sup>[66]</sup>。麻省理工学院的 Talos-II 智能车辆则采用改进的纯跟踪算法, 以纯跟踪为基础算法加入了仿真 (Simulation based) 方法<sup>[67]</sup>, 解决了不同前轮偏角初始条件下的自动转向控制问题。这两种方法直观形象的描述车辆道路跟踪的本质, 但是受预瞄距离的影响大, 预瞄距离 (一般取为车速的函数) 的选取直接影响车辆行驶轨迹以及道路跟踪精度。

2005 年 DGC 冠军斯坦福大学的 Stanley 智能车辆基于车辆-道路几何关系提出自动转向控制律<sup>[68]</sup>。该控制律由两部分组成, 一个是前轴处的方向偏差, 另一个是前轴

处的横向位置偏差，并通过比例增益来调节不同车速下的控制律。

2005 年 DGC 参赛队伍中，佛罗里达大学则基于旋量理论提出了矢量跟踪（Vector Pursuit）道路跟踪算法<sup>[69]</sup>。奥本大学则通过实验辨识对自动转向系统建立一阶近似模型，根据期望航向通过状态反馈设计了控制律<sup>[70, 71]</sup>。2007 年 DUC 参赛队伍中，俄亥俄州立大学的 AVT 智能车辆采用基于车辆运动学模型的前馈-反馈自动转向控制算法<sup>[72]</sup>。前馈部分根据前方道路三个点估算的道路曲率而确定，反馈部分采用基于预瞄点处的圆弧式横向位置偏差（Circular Look-ahead）的 PID 算法。同时自动转向控制算法中考虑了前轮偏角变化率的影响，并通过降低车速来有效提高弯道跟踪精度。弗吉尼亚理工大学的 Odin 智能车辆在单轨车辆动力学模型的基础上，设计了 PID 反馈控制器<sup>[73]</sup>。

2007 年以后，美国仍在进行有关自动转向控制的研究，如俄亥俄州立大学车辆动力学实验室的 Wang 提出了串联的自动转向控制算法<sup>[74]</sup>。首先根据车辆运动学模型把道路跟踪横向位置偏差描述为期望横摆角速度，然后基于滑模变结构控制理论设计横摆角速度反馈控制律。斯坦福大学动力学设计实验室的 Gerdes 提出了基于有限预见最优控制理论（Finite Preview Optimal Control）的、由 GPS/INS（Global Positioning System/Inertial Navigation System）导航车辆的自动转向控制算法，通过调节车速来提高算法的道路跟踪精度<sup>[75]</sup>。同时又提出了基于车辆平面运动模型和卡尔曼滤波的车辆状态估计算法<sup>[76, 77]</sup>，该算法通过 GPS 和 INS 信息来估计质心侧偏角、纵向速度、轮胎侧偏刚度、轮胎滑动率、车身侧倾角等，用于车辆动力学控制。2009 年 Gerdes 等开发了基于 Audi TTS 原型车辆的智能车辆平台，以实现车辆极限工况下的自动驾驶。该平台的自动转向控制采用前馈-反馈控制，前馈量由期望道路曲率直接计算得出，而反馈量由两部分组成，一个是由偏离车道的位置偏差计算，另一个是以保证车辆横摆运动收敛来计算<sup>[78, 79]</sup>。

近年来，面向实际应用的智能车辆陆续出现，德国的无人驾驶出租车、Google 智能车、法国的无人驾驶电动车等吸引了全世界的目光。德国的无人驾驶出租车名为 MIG（Made In Germany），是由德国柏林自由大学 AutoNOMOUS 实验室的 Rojas 等人研发的一辆智能车辆实验平台。该平台以大众 Passat 为原型，采用 Drive-by-Wire 技术对车辆运动进行控制。Google 智能车是由美国斯坦福大学 Thrun 等人研发的无人驾驶实验平台，共有 7 辆车。据报道 Google 智能车在完全无人干预情况下已行驶约 1600 公里，而在驾驶员偶尔操纵下，已行驶 22.5 万公里。而且这些试验都是在加州



实际交通环境下进行的。法国的无人驾驶电动车作为首次投入市政公共服务的无人车辆，在拉罗歇尔市服务。该智能车辆的最高速度为 10km/h，续驶里程为 800m，最多可以搭载 5 名乘客。这些智能车辆的出现表明，国外对于自动转向系统的研究日益成熟，迈向准产品化阶段。

### 1.3.2 国内研究现状

我国的智能车辆技术的研究起步相对较晚，因此，有关自动转向系统的研究也较国外落后，但在国家“863”项目、自然科学基金项目、国防总装项目的推动下，也取得了一些阶段性成果。我国的智能车辆技术研究从二十世纪八十年代末开始，从事研究的高校和研究单位主要有国防科技大学、清华大学、南京理工大学、西安交通大学、北京理工大学、上海交通大学、吉林大学等。

国防科学技术大学从上世纪八十年代开始先后研制了 CITAVT-I、CITAVT-II、CITAVT-III、CITAVT-IV 智能车辆自动驾驶系统。2000 年，以 BJ2020SG 为平台的 CITAVT-IV 智能车辆实现了 75.6km/h 的高速公路车道跟踪试验<sup>[80]</sup>。2003 年以红旗轿车为平台的智能车辆则实现了 130km/h 的高速公路车道跟踪实验，并具有了超车功能<sup>[81]</sup>。CITAVT-IV 智能车辆和红旗自动驾驶汽车采用了简单的 PID 横向控制算法，以道路前方预瞄距离处的横向位置偏差和方向偏差的线性组合作为偏差量设计了 PID 控制器。2006 年，以红旗轿车为平台研制了新一代红旗 HQ3 智能车辆，并在 2011 年 7 月实现了从长沙到武汉的高速公路无人驾驶试验。此次试验中共完成自主超车 67 次，全程 286km，平均时速 87km/h。该平台的横向运动采用基于微分平坦的模型预测控制算法，优化了高速行驶过程中的转向控制。该试验对发展我国智能车辆技术和车辆主动安全技术起到积极推动作用。

清华大学智能技术与系统国家重点实验室从 1988 年开始研制 THMR 系列智能车辆，2003 年 THMR-V 智能车辆实现了 150km/h 的道路跟踪试验。该平台的自动转向算法采用模糊逻辑思想，将视觉传感器测量得到的横向位置偏差和方向偏差作为变量，通过模糊规则和模糊逻辑，计算前轮偏角控制量<sup>[82]</sup>。2007 年清华大学汽车安全与节能国家重点实验室研制了 THASV-III 智能车辆，研究先进安全车辆的主动安全系统，其自动转向控制采用了拟人转向控制(Human Simulation Steering Control)算法<sup>[83]</sup>。

北京理工大学对智能车辆技术的研究从“八五”、“九五”开始。经过多年的努力和发展，开发了多辆智能车辆技术集成验证平台，积累了智能车辆技术。并且于 2009 年和 2010 年参加中国“智能车未来挑战”比赛，积累了实践经验。早期的研究中自

动转向控制算法采用基于航向偏差的 PID 算法,由期望航向生成模块计算描述期望道路的期望航向角, PID 反馈控制算法控制前轮偏角跟踪期望航向<sup>[84]</sup>。在 2010 年的比赛中,则采用纯跟踪自动转向控制算法实现了对期望道路的跟踪。随着车速的逐渐提高,采用了前馈-反馈控制方法,前馈量由所规划路径的曲率直接给出,而反馈控制量则由横向位置偏差计算得到。

另外,其他一些研究单位,如南京理工大学<sup>[85]</sup>、上海交通大学<sup>[14]</sup>、吉林大学<sup>[86]</sup>、西安交通大学<sup>[87]</sup>等,也在进行智能车辆技术的研究,并取得了较好的成绩。

## 1.4 本文的研究意义及主要研究内容

### 1.4.1 本课题的研究背景和意义

本课题依托“国防科技创新团队项目”和“国家自然科学基金重点支持项目”,开展智能车辆自动转向控制技术研究。为提高道路跟踪精度,深入分析自动转向动力学系统,旨在通过建模、控制来设计鲁棒的自动转向控制算法。

课题围绕自动转向控制的四个关键问题“车辆-道路系统动力学建模”、“预瞄距离选取方法”、“非线性自动转向控制算法”、“动态环境中的智能车辆横向运动状态估计”,建立自动转向控制理论与方法,在时间和初始条件约束下的车辆行驶轨迹特性分析及预瞄机制选取、基于预瞄机制的车辆-道路系统动力学建模、求解不确定非线性系统的自动转向控制算法、高速行驶智能车辆横向运动状态非线性估计等方面取得成果,为自动转向系统设计和智能车辆平台设计提供理论依据。

### 1.4.2 主要研究内容及结构

本文以智能车辆的自动转向控制系统作为研究对象,开发实验平台,开展理论和试验研究,全文的主要研究内容如下:

#### (1) 系统总体方案分析

基于自动转向总体指标,提出总体设计方案。阐述自动转向内环和外环控制系统组成及实现方式,最后给出实现总体方案所需的关键技术。

#### (2) 自动转向系统动力学建模

从自动转向控制算法设计角度,通过平面运动车辆纵横向运动解耦来对车辆横向动力学建模。对电机驱动方式的自动转向执行机构建立数学模型,并通过遗传算法优化模型参数。结合车辆横向动力学模型与车辆-道路运动关系,建立基于预瞄机制的自

动转向系统动力学模型。

### （3）自动转向系统分析

基于车辆横向动力学模型，分析车辆行驶轨迹的微分特性，由此得到满足横向加速度和横向冲击度约束条件的前轮偏角及其变化率与车速的定量关系。利用数值计算方法，给出用于计算车辆未来轨迹的预测方法。最后，分析自动转向系统的电机伺服系统对车辆操纵稳定性的影响。

### （4）预瞄距离模型

基于车辆-道路模型，分析车速和预瞄距离对开环系统零极点的定量影响，为预瞄距离选取提供依据。为分析反馈闭环系统特性，验证自动转向开环系统的能控性和能观性。以状态反馈为基础，分析自动转向闭环系统道路跟踪精度，以确定控制目标。结合开环系统阻尼比和闭环系统道路跟踪精度，提出预瞄距离模型。

### （5）自动转向控制算法设计

以精确跟踪道路为目的，提出前馈-反馈控制算法。前馈控制律是基于车辆横向运动的稳态模型和前方道路曲率计算得到。反馈控制算法是基于滑模控制理论，结合 Backstepping 设计技术和自适应方法来提出。

### （6）智能车辆横向运动状态估计

针对智能车辆横向运动状态，应用扩展卡尔曼滤波理论进行准确估计，用于自动转向控制律的设计。通过仿真和实车试验来验证所提出的状态估计算法。

### （7）自动转向系统试验研究

搭建自动转向联合仿真平台和实车实验平台。以此为基础，进行仿真试验和实车试验研究。

本文各章节的研究内容以及论文结构如图 1.3 所示。

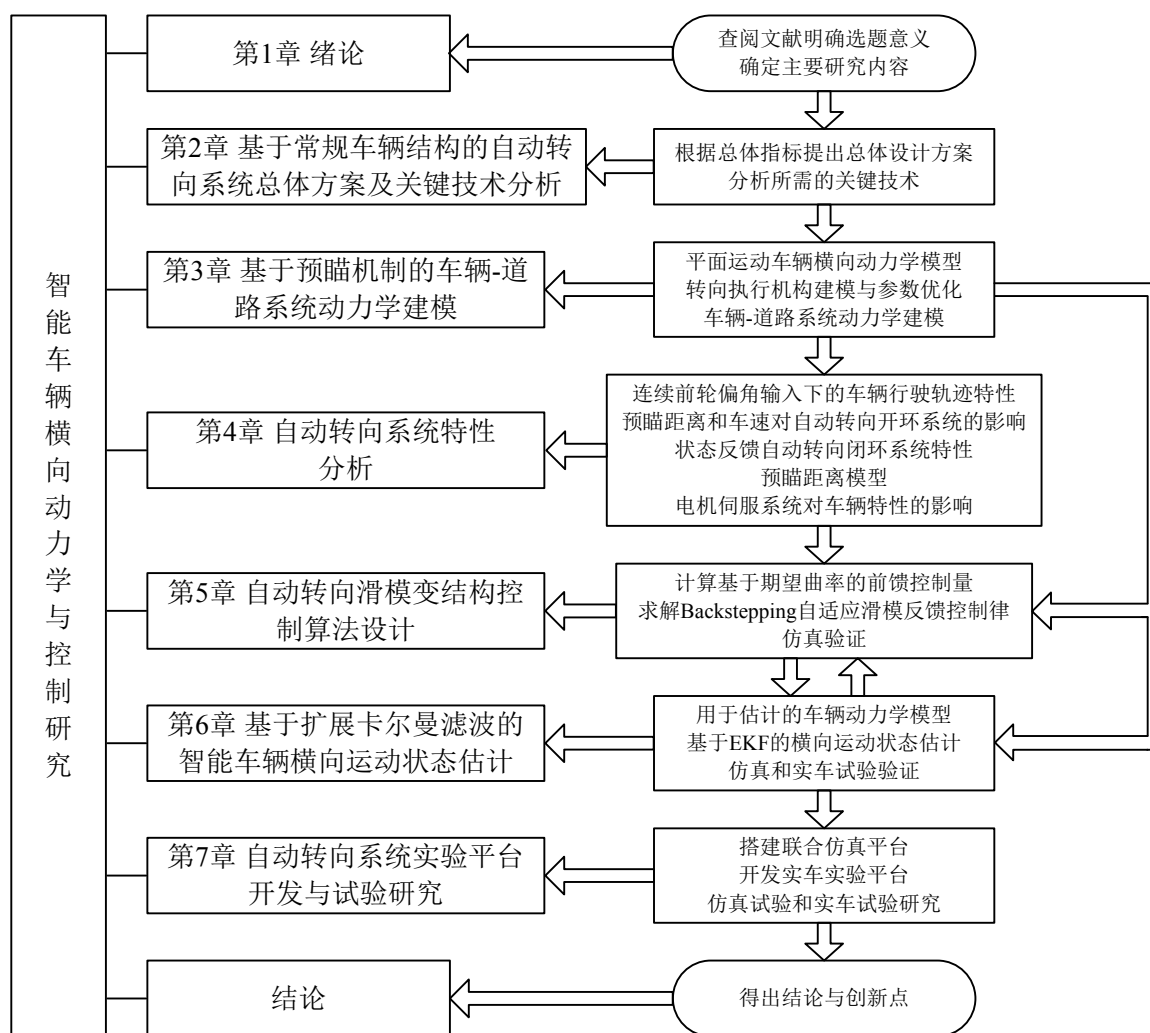


图 1.3 论文结构图

## 第 2 章 基于常规车辆结构的自动转向系统总体方案及关键技术分析

自动转向控制系统根据车辆和道路之间的相对关系，通过控制转向系统来实现智能车辆的道路跟踪目标。在进行控制系统设计之前，需要明确自动转向系统所要实现的系统功能、性能指标和实现方式，以便设计满足性能要求的控制系统。

下面以智能车辆自动转向系统的总体指标为基础，提出系统的总体方案，并确定系统实现方式。

### 2.1 总体指标

总体指标是指针对自动转向系统应用工况而提出的功能和性能指标。本文研究的自动转向系统主要应用于以无人驾驶为目的的智能车辆。因此，自动转向系统的总体指标应以无人驾驶车辆的指标为依据。由于智能车辆的技术尚在进行研究，较高要求的指标不符合客观实际。下面结合本文研究的智能车辆平台，阐述本文研究自动转向系统的总体指标。

#### 2.1.1 系统功能

智能车辆的自动转向系统根据期望道路和车辆之间的相对关系，通过控制前轮偏角来实现期望道路的精确跟踪。本文研究的智能车辆平台由某轿车改装而成，主要实现交通环境下的无人驾驶功能。因此，对自动转向系统而言，提出如下功能需求：

- 1) 根据期望道路与车辆之间的相对运动关系，精确跟踪期望道路；
- 2) 通过自动转向执行机构的控制实现对期望前轮偏角的精确控制；
- 3) 高速行驶时保证车辆操纵稳定性和乘坐舒适性；
- 4) 实时、准确地估计车辆横向运动状态。

下面介绍具体的性能指标。

#### 2.1.2 性能指标

自动转向系统的控制性能直接影响智能车辆的智能行为表现，同时自动转向系统的性能指标也对智能车辆的其他系统如环境感知、路径规划与决策等系统提出相应需求。自动转向系统的性能越好，越能准确地表现智能车辆平台的智能行为，更合理地

完成平台的任务。自动转向系统性能的好坏不仅依赖于本身的控制系统，还与智能车辆的其他系统如环境感知、定位定向、路径规划等系统的性能有关。目前有关智能车辆的技术仍在进行研究，本文结合智能车辆平台的性能指标对自动转向系统提出可操作的性能指标。

### （1）道路跟踪精度

通常是指期望道路与车辆之间的横向位置偏差。可用质心处的横向位置偏差或预瞄点处的横向位置偏差描述。参考国内外自动转向系统的技术水平，同时结合本文所研究智能车辆平台的性能指标，提出车速 30km/h 时的道路跟踪精度指标：良好路面上直道行驶时的跟踪精度小于 0.5m，良好路面上弯道行驶时的跟踪精度在 0.4g 横向加速度下小于 0.5m。

### （2）乘坐舒适性

用智能车辆自动驾驶过程中的横向加速度来描述。为满足乘坐舒适性，横向加速度不得大于 0.4g。

### （3）前轮偏角变化率

智能车辆的道路跟踪性能很大程度上取决于自动转向执行机构响应特性。装有自动转向系统的智能车辆平台前轮偏角变化率不得小于人工驾驶的前轮偏角变化率。在校园里人工驾驶时，所采集的前轮偏角变化率如图 2.1 所示。图中看出，人工驾驶前轮偏角变化率的最大值为 15°/s。同时，文献[88]指出，当小客车的方向盘转角变化率大于 57.29°/s 时，会引起驾驶员精神上的紧张感。为保证自动转向系统性能要求，所开发执行机构的前轮偏角变化率不小于 15°/s。

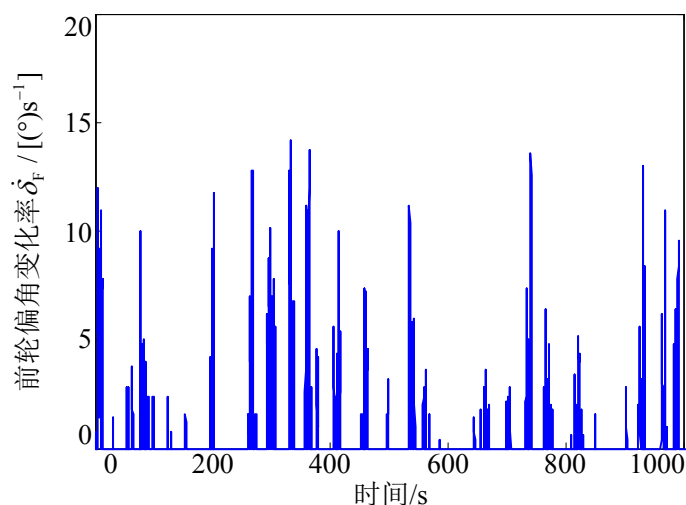


图 2.1 人工驾驶时前轮偏角变化率

#### (4) 鲁棒性

自动转向系统对外界环境干扰和车辆参数的变化具有一定的鲁棒性，自动转向系统能够对由于横向风、道路倾斜等引起的车辆位置的改变具有自动纠偏作用。

## 2.2 总体方案设计

自动转向控制系统通过对前轮偏角的合理控制使智能车辆始终沿着期望道路行驶，且保证操纵稳定性和乘坐舒适性，从而实现上述的总体指标。以系统功能实现为目的，设计自动转向控制系统的总体方案，如图 2.2 所示。

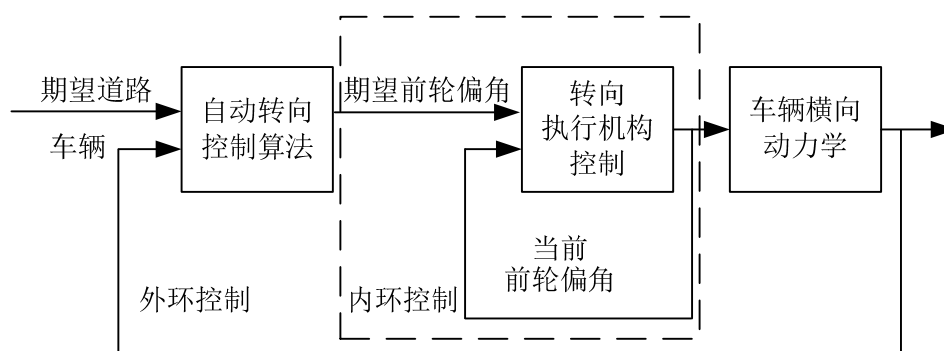


图 2.2 自动转向控制系统总体方案

图中看出，自动转向控制系统由两个控制环组成，内环和外环。内环根据前轮偏角期望值和当前值的偏差，通过驱动转向执行机构实现对前轮偏角的精确控制。外环根据车辆和期望道路之间相对运动关系，通过自动转向控制算法计算期望前轮偏角。

### 2.2.1 内环控制系统

内环控制系统主要实现对期望前轮偏角的精确控制。其输入为期望前轮偏角和当前前轮偏角，输出为实际前轮偏角。期望前轮偏角由外环系统计算得出，而当前前轮偏角直接通过传感器获取。

为了实现控制目标，必须采用动力驱动执行器对转向系统进行驱动。根据驱动方式的不同，内环控制系统有加装伺服电机的方案和基于助力转向系统的控制方案。加装伺服电机的方案是在转向轴上加装合适功率的电机通过齿轮、链传动或带传动来转动转向轴控制前轮偏角，其方案如图 2.3 所示。该方案是在原车转向系统上加装伺服电机系统来实现，因此电机控制器的设计是内环控制的关键。电机控制器根据转向控制器给出的转角偏差来计算合适的电压，并驱动电机转动。该方案不改变原车的转向系统，只是把伺服电机安装在方向盘和助力转向执行器之间，因此实现原理简单，控

制方便。但是由于车辆空间限制，该方案对伺服电机系统的尺寸要求高，安装麻烦。

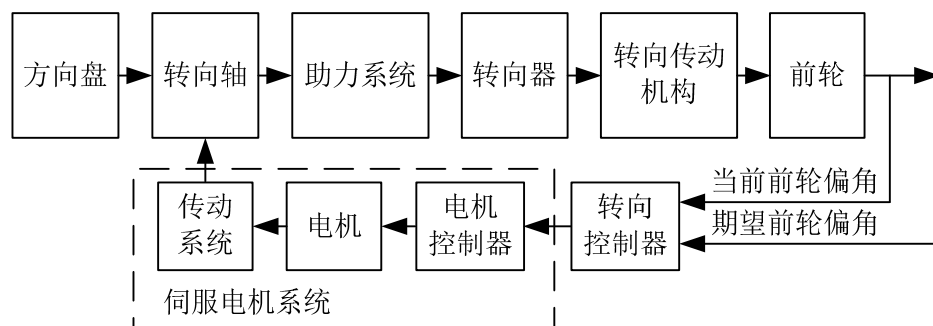


图 2.3 加装伺服电机方式的内环控制系统总体方案

基于电动助力转向（Electric Power Steering，缩写为 EPS）系统的方案是通过直接干预 EPS 系统，使其主动转动转向轴实现对前轮偏角的控制，其方案如图 2.4 所示。该方法通过模拟人工转动方向盘的转矩传输给 EPS 的 ECU（Electrical Control Unit），使其根据助力特性，主动带动转向系统转动前轮偏角。因此该方案的关键是如何根据期望前轮偏角和当前前轮偏角的偏差生成合适的转矩信号。由于电动助力转向系统的助力特性与车速有关，因此这种方案的内环控制必须对车速自适应。然而电动助力转向系统的助力特性与车速之间的定量关系不易获取，因此把助力特性作为灰箱处理，主要关心当前前轮偏角是否达到期望值，而不关心其助力特性。

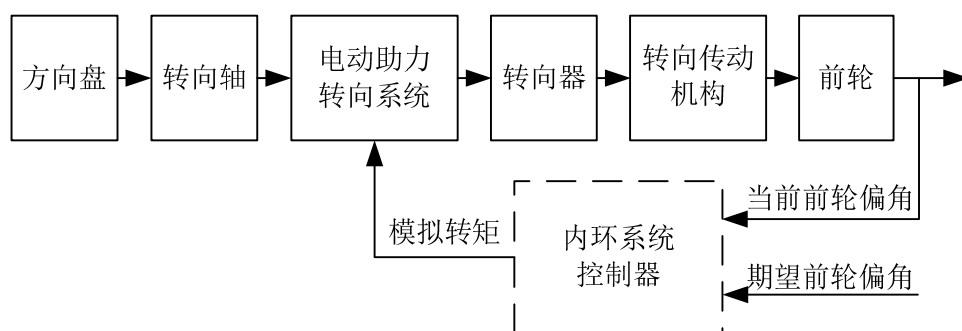


图 2.4 基于 EPS 的内环控制系统总体方案

## 2.2.2 外环控制系统

外环控制系统通过自动转向控制算法输出合适的前轮偏角，以实现期望道路的跟踪。其输入为期望道路信息和当前车辆行驶状态，输出为期望前轮偏角。期望道路由智能车辆平台的路径规划系统根据行驶环境信息实时给出，而车辆行驶状态由状态估计算法给出。外环控制系统的总体方案如图 2.5 所示。首先根据车辆与期望道路之间的相对关系，确定控制变量。然后根据预瞄距离模型计算合适的预瞄距离。最后通过自动转向控制算法根据车辆行驶状态计算期望前轮偏角。



外环控制系统主要是计算期望前轮偏角，因此其重点在于控制算法。常用的控制算法有 PID 控制、极点配置、最优控制、鲁棒控制、滑模控制等。

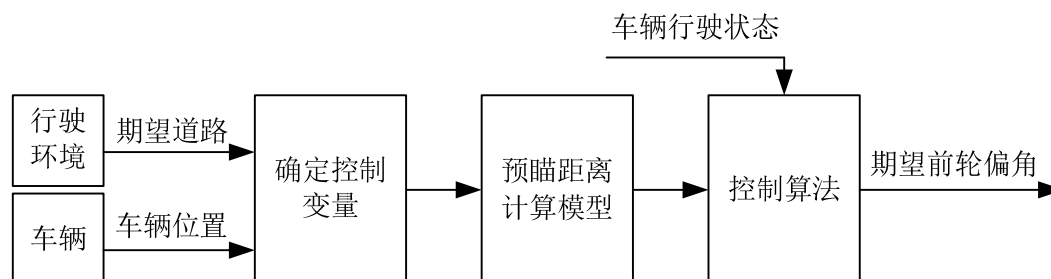


图 2.5 外环控制系统总体方案

### 2.2.3 实现方式

对于内环系统，本文采用电机驱动方式实现。作为本文研究对象，原车装有 EPS 系统。因此，不需要额外加装伺服电机，将 EPS 电机及其执行机构作为自动转向执行机构，开发 EPS 电机的驱动器来实现对前轮偏角的精确控制。通过计算知，EPS 电机驱动前轮偏角的最大转速为  $15.2^\circ/\text{s}$ ，满足前面提出的性能指标。具体开发过程将在第 7 章中详细介绍。

对于外环系统，本文将进行重点研究和深入分析。基于所建立的车辆-道路系统动力学模型，详细分析自动转向系统特性，确定控制变量，同时给出预瞄距离选取方法。之后，采用滑模控制理论解决自动转向控制鲁棒性问题。其中，车辆行驶横向运动状态则由基于扩展卡尔曼滤波的状态估计算法给出。

## 2.3 实现总体方案所需的关键技术

自动转向系统的道路跟踪控制是通过对车辆横向动力学的控制来实现的，为实现控制系统的设计目标，首先需要建立描述系统特性的车辆-道路系统动力学模型。前人的研究中提出了许多自动转向系统模型，然而每个模型都具有其使用范围和相应假设。因此，如何根据自动转向系统所实现的总体指标来建立适合于本文所研究智能车辆的车辆-道路系统动力学模型是研究自动转向控制系统的首要关键技术。

自动转向控制系统的目标是使车辆始终沿着期望道路行驶，因此在前轮偏角初始条件和约束条件下的车辆行驶轨迹特性是设计自动转向控制律的基础。同时由于智能车辆自动转向系统的时滞性，需要采用预瞄信息来控制车辆行驶轨迹，因此预瞄距离模型是实现自动转向控制的前提。所以深入分析自动转向系统，明确车辆行驶轨迹特

性和确定预瞄距离模型是实现自动转向控制系统必需的第二项关键技术。

由于车辆横向动力学系统的非线性、不确定、约束等特性，基于先进控制理论的控制算法是实现自动转向系统总体指标的核心。如何把先进控制理论应用于自动转向控制系统，设计出符合总体指标要求的控制器是第三项核心关键技术。

针对控制系统中不可测量的状态变量，如何设计状态观测器来估计车辆行驶状态是实现状态反馈控制的前提。因此，车辆行驶动态环境中基于状态观测器的车辆行驶状态估计是自动转向系统需要克服的又一项关键技术。

为验证智能车辆自动转向控制系统总体指标及各关键技术的研究结果，需要进行自动转向系统的试验，这就需要开发基于常规车辆结构的实车实验平台。由于直接采用 EPS 电机驱动前轮偏角，电机负载较大，这要求所开发的电机驱动器必须提供较大的驱动电流。同时，电机驱动器的控制精度直接影响自动转向控制系统性能。因此，如何设计高精度的、低压、大电流电机驱动器是搭建平台时需要解决的关键技术。

## 2.4 本章小结

(1) 结合智能车辆的总体指标，提出了本文设计的自动转向系统的总体指标，包括系统功能和性能指标。以道路跟踪精度、乘坐舒适性、前轮偏角变化率和控制系统鲁棒性来描述自动转向系统的性能。本文设计的自动转向系统需要满足所提出的性能指标。

(2) 分析了自动转向系统总体方案，设计了由内环和外环系统组成的自动转向控制系统。内环系统可由两种驱动方式实现，分别是加装伺服电机的方式和基于 EPS 系统的方式，其目标是对前轮偏角的精确控制，其重点是执行机构的驱动控制；外环控制系统的重点是道路跟踪自动转向控制算法的设计。在分析不同驱动方式优缺点的基础上，确定了本文设计的自动转向控制系统的总体实现方案。

(3) 探讨了实现系统总体方案所需的关键技术，确定了各关键技术与本文研究内容之间的相互关系，为后续研究提供了方向。

## 第3章 基于预瞄机制的车辆-道路系统动力学建模

自动转向系统需要通过对车辆动力学系统的控制来实现智能车辆的道路跟踪目的。因此,建立合理的车辆-道路系统动力学模型不仅是分析和设计自动转向控制系统的前提,而且是实现自动转向控制系统功能的基础。根据智能车辆行驶的具体工况,通过选取合适的控制变量,对车辆-道路系统建立准确描述其运动关系的动力学模型。

本章从自动转向控制系统设计的角度对车辆系统进行建模,建立能够准确反映车辆运动特性,且有利于控制器设计的车辆-道路系统动力学模型。首先通过对复杂车辆动力学模型的合理简化、解耦,得到平面运动车辆横向动力学模型。然后对自动转向执行机构建立动力学模型,并通过遗传算法优化模型参数。最后结合车辆与道路之间的运动关系,通过选取合理的控制变量,建立车辆-道路系统动力学模型。

### 3.1 车辆横向动力学模型

地面上运动车辆的动力学过程是非常复杂的,为了准确描述车辆运动,需要建立复杂的动力学模型,用多个状态变量来描述其运动。这种复杂的模型不仅考虑了车辆各方向运动之间的耦合关系,又融合了很多非线性因素。如文献[89]中建立了具有 12 个状态变量的复杂车辆动力学模型来描述车辆的运动,不仅考虑了纵横垂向运动的耦合,同时考虑了轮胎的诸多非线性因素(如三角函数、非线性轮胎模型等)。文献[90]中建立了更为复杂的具有 18 个状态变量的纵横向耦合车辆动力学模型来描述平面上行驶车辆的纵横向耦合运动,同时考虑了悬架变形对车辆运动的影响。虽然这些复杂的模型能较好地反映车辆实际运动情况,但其对自动转向控制器的设计带来复杂和困难。为设计可实现的自动转向控制算法,根据智能车辆行驶工况进行以下理想化假设:

- 1) 假设智能车辆在平坦路面上行驶,因此可以忽略车辆垂向运动;
- 2) 悬架系统及车辆是刚性的,因此可以忽略悬架运动及其对耦合关系的影响;
- 3) 只考虑纯侧偏轮胎特性,因此可以忽略轮胎力的纵横向耦合关系;
- 4) 用单轨模型来描述车辆运动,因此不考虑载荷的左右转移;
- 5) 假设车辆行驶速度变化缓慢,因此可以忽略前后轴的载荷转移;
- 6) 忽略横向空气动力学。

基于以上假设,平面运动车辆具有三个方向的运动,即纵向、横向和横摆运动。

下面推导平面运动车辆纵横向耦合动力学模型。

### 3.1.1 平面运动车辆纵横向耦合动力学模型

本文研究车辆为发动机前置前驱、前轮转向的车辆，即只有前轮具有驱动力，且只有前轮是转向轮。根据上述假设，平面运动车辆的单轨模型如图 3.1 所示。

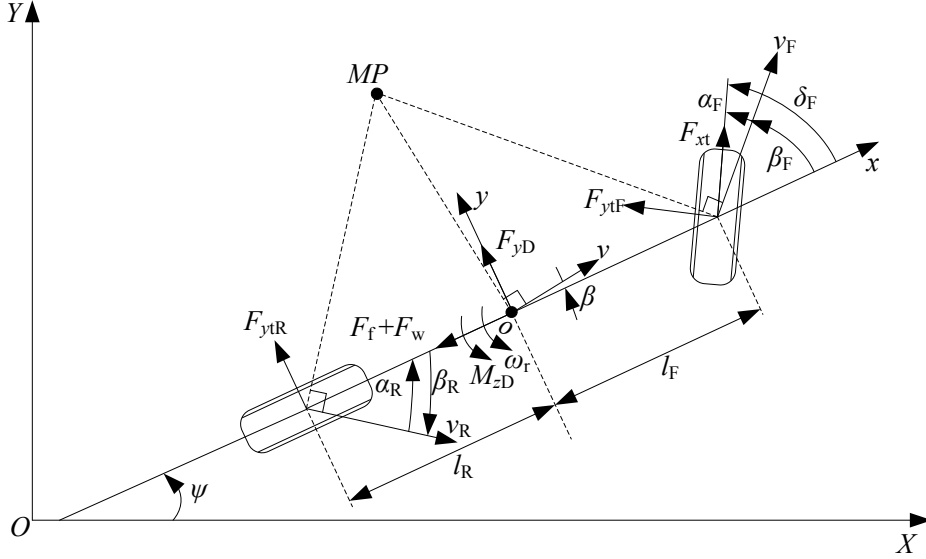


图 3.1 车辆单轨模型

图中坐标系  $oxyz$  为固定于车身的车辆坐标系。 $xoz$  处于车辆左右对称的平面内，车辆质心所在点为坐标原点  $o$ ， $x$  轴为沿车辆纵轴， $y$  轴与车辆纵轴方向垂直，而  $z$  轴满足右手法则，垂直于  $xoy$  向上。坐标系  $XOY$  为固定于地面的惯性坐标系，也满足右手法则。 $MP$  为车辆瞬时转动中心。图中已标出平面运动车辆所受的外力和运动变量。根据牛顿第二定律，分别得沿  $x$  轴、 $y$  轴和绕  $z$  轴的受力平衡方程。

沿  $x$  方向上：

$$m\dot{v}\cos\beta - mv(\dot{\beta} + \dot{\psi})\sin\beta = F_x \quad (3.1)$$

沿  $y$  方向上：

$$m\dot{v}\sin\beta + mv(\dot{\beta} + \dot{\psi})\cos\beta = F_y \quad (3.2)$$

绕  $z$  轴方向上：

$$I_z\ddot{\psi} = M_z \quad (3.3)$$

式中， $F_x$ 、 $F_y$  和  $M_z$  分别代表车辆沿  $x$  轴、 $y$  轴和绕  $z$  轴所受的和外力，N、N 和 N·m；

$m$  为车辆质量, kg;  $I_z$  为绕  $z$  轴的转动惯量,  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ;  $v$  为质心速度, m/s;  $\beta$  为质心侧偏角, rad;  $\psi$  为横摆角, rad。

因此, 沿  $x$  轴、 $y$  轴和绕  $z$  轴的加速度可分别表示为

$$\begin{cases} a_x = \dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \sin \beta = \frac{d}{dt}(v \cos \beta) - v \sin \beta \dot{\psi} = \dot{u} - v \omega_r \\ a_y = \dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cos \beta = \frac{d}{dt}(v \sin \beta) + v \cos \beta \dot{\psi} = \dot{v} + u \omega_r \\ \ddot{\psi} = \frac{d}{dt} \dot{\psi} = \dot{\omega}_r \end{cases} \quad (3.4)$$

式中,  $u$  为质心纵向车速, m/s;  $v$  为质心横向车速, m/s;  $\omega_r$  为横摆角速度, rad/s。

其中, 质心侧偏角  $\beta$  定义为

$$\tan \beta = \frac{v \sin \beta}{v \cos \beta} = \frac{v}{u} \quad (3.5)$$

根据图 3.1 可知, 平面运动车辆所受的外力可分别表示为

$$\begin{cases} \delta F_x = F_{xt} - F_f^x - F_w - F_{yF} \sin \delta_F \\ F_y = F_{yF} \cos \delta_F + F_{yR} + F_{xt} \sin \delta_F - F_f^y + F_{yD} \\ M_z = F_{yF} \cos \delta_F l_F - F_{yR} l_R + F_{xt} \sin \delta_F l_F - F_f^y l_F + M_{zD} \end{cases} \quad (3.6)$$

式中,  $\delta$  为旋转质量换算系数,  $\delta > 1$ ;  $F_{xt}$  为  $x$  轴上的轮胎力 (即为驱动力), N;  $F_f^x$  为滚动阻力在  $x$  轴上的分量, N;  $F_w$  为纵向空气阻力, N;  $F_{yF}$  为前轴轮胎侧偏力, N;  $F_{yR}$  为后轴轮胎侧偏力, N;  $F_f^y$  为滚动阻力在  $y$  轴上的分量, N;  $F_{yD}$  为横向干扰力, N;  $l_F$  和  $l_R$  分别为车辆质心到前后轴的距离, m;  $M_{zD}$  为干扰横摆力矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$ ;  $\delta_F$  为前轮偏角, rad。

又根据车辆行驶动力学<sup>[91]</sup>, 可得到车辆所受外力的计算公式分别是

$$\begin{cases} F_f^x = f F_{zF} \cos \delta_F + f F_{zR}, & F_w = \frac{1}{2} C_D A \rho (u - u_w)^2, \\ F_f^y = f F_{zF} \sin \delta_F, & F_{yF} = f_F(F_{zF}, \alpha_F), & F_{yR} = f_R(F_{zR}, \alpha_R) \end{cases} \quad (3.7)$$

式中,  $f$  为滚动阻力系数;  $F_{zF}$  和  $F_{zR}$  为前后轴垂向载荷, N;  $C_D$  为空气阻力系数;  $A$  为迎风面积,  $\text{m}^2$ ;  $\rho$  为空气密度, 一般  $1.2258 \text{N}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-4}$ ;  $u_w$  为风速, m/s;  $\alpha_F$  和  $\alpha_R$  前后轮侧偏角, rad。

根据假设, 前后轴垂向载荷为

$$F_{zF} = mg \frac{l_R}{l_F + l_R}, \quad F_{zR} = mg \frac{l_F}{l_F + l_R} \quad (3.8)$$

而侧偏角可通过几何关系得到

$$\alpha_F = \delta_F - \text{atan}\left(\tan \beta + \frac{l_F \omega_r}{u}\right), \quad \alpha_R = -\text{atan}\left(\tan \beta - \frac{l_R \omega_r}{u}\right) \quad (3.9)$$

因此, 根据式 (3.1) - (3.5)、(3.7) 和 (3.9), 得到平面运动车辆纵横向耦合非线性模型为

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{\omega}_r \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} v\omega_r + F_x(u, v, \omega_r)/m \\ -u\omega_r + F_y(u, v, \omega_r)/m \\ M_z(u, v, \omega_r)/I_z \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} v\omega_r + \left(F_{xt} - fF_{zF} \cos \delta_F - fF_{zR} - C_D A \rho (u - u_w)^2 / 2 - F_{yIF} \sin \delta_F\right) / \delta m \\ -u\omega_r + \left(F_{yIF} \cos \delta_F + F_{yIR} + F_{xt} \sin \delta_F - fF_{zF} \sin \delta_F + F_{yD}\right) / m \\ \left(F_{yIF} \cos \delta_F l_F - F_{yIR} l_R + F_{xt} \sin \delta_F l_F - fF_{zF} \sin \delta_F l_F + M_{zD}\right) / I_z \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} f_1(u, v, \omega_r, \delta_F) \\ f_2(u, v, \omega_r, \delta_F) \\ f_3(u, v, \omega_r, \delta_F) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.10)$$

其中  $f_1$ 、 $f_2$  和  $f_3$  分别是状态  $[u, v, \omega_r]^T$  和输入量  $\delta_F$  的非线性函数。

式 (3.10) 中看出, 车辆纵向和横向运动是耦合在一起的, 其耦合主要表现为动力学耦合。实际上, 文献[92]指出, 车辆纵横向运动耦合主要包括动力学耦合、轮胎力耦合和载荷转移耦合等。而本文由于假设中已忽略了轮胎力耦合和载荷转移耦合, 因此模型 (3.10) 只体现动力学耦合关系。

### 3.1.2 轮胎模型

模型 (3.10) 表示, 轮胎力是研究车辆横向动力学的重要环节, 轮胎模型直接决定车辆横向动力学模型的特性。有关轮胎模型的研究已经历数十年, 已经建立了各种状况下的模型。根据轮胎力作用的方向, 有纯侧偏特性模型、纯纵滑特性模型和纵滑侧偏特性模型等; 根据建模的分析过程, 有理论模型和半经验模型等<sup>[93]</sup>。结合本文研究内容, 文中采用纯侧偏特性半经验模型-魔术公式 (Magic Formula, 缩写为 MF) 轮胎模型描述轮胎侧偏力与侧偏角之间的定量关系<sup>[94]</sup>。MF 轮胎模型是基于试验数据的半经验模型, 只用一套公式完整描述纯侧偏工况下的轮胎侧偏特性, 是通过对试验数

据拟合得到。根据 MF 模型，纯侧偏工况下轮胎侧偏力  $F_{yt}$  是侧偏角  $\alpha$ 、外倾角  $\gamma$  和垂直载荷  $F_z$  的函数。

$$F_{yt} = D \sin \left( C \arctan \left( Bx - E \left( Bx - \arctan(Bx) \right) \right) \right) + S_{vy} \quad (3.11)$$

式中， $x = \alpha + S_{Hy}$ ； $S_{Hy} = (p_{Hy1} + p_{Hy2} df_z + p_{Hy3} \gamma_y) \lambda_{Hy}$ ； $\gamma_y = \gamma \lambda_{\gamma y}$ ； $df_z = (F_z - \lambda_{Fz0} F_{z0}) / (\lambda_{Fz0} F_{z0})$ ； $C = p_{Cy1} \lambda_{Cy}$ ； $D = \mu_y F_z$ ； $\mu_y = (p_{Dy1} + p_{Dy2} df_z) (1 - p_{Dy3} \gamma_y^2) \lambda_{\mu y}$ ； $E = (p_{Ey1} + p_{Ey2} df_z) (1 - (p_{Ey3} + p_{Ey4} \gamma_y) \operatorname{sgn}(x)) \lambda_{Ey}$ ； $B = K / (CD)$ ； $K = p_{Ky1} F_{z0} \sin(2 \arctan(F_z / (p_{Ky2} F_{z0} \lambda_{Fz0}))) \times (1 - p_{Ky3} |\gamma_y|) \lambda_{Fz0} \lambda_{Ky}$ ； $S_{vy} = F_z ((p_{Vy1} + p_{Vy2} df_z) \lambda_{Vy} + (p_{Vy3} + p_{Vy4} df_z) \gamma_y) \lambda_{\mu y}$ 。

其中， $\lambda_{\gamma y}$ 、 $\lambda_{Cy}$ 、 $\lambda_{\mu y}$ 、 $\lambda_{Ky}$ 、 $\lambda_{Ey}$ 、 $\lambda_{Hy}$ 、 $\lambda_{Vy}$ 、 $\lambda_{Fz0}$  为比例因子，取值均为 1；带下标的参数  $p$  为待辨识的参数，参数的具体物理意义见表 3.1。

表 3.1 纯侧偏工况下魔术公式待辨识的参数

参数	物理意义
$p_{Cy1}$	形状因子
$p_{Dy1}$ 、 $p_{Dy2}$ 、 $p_{Dy3}$	峰值因子
$p_{Ey1}$ 、 $p_{Ey2}$ 、 $p_{Ey3}$ 、 $p_{Ey4}$	曲率因子
$p_{Ky1}$ 、 $p_{Ky2}$ 、 $p_{Ky3}$	刚度因子
$p_{Hy1}$ 、 $p_{Hy2}$ 、 $p_{Hy3}$	曲线的水平方向漂移因子
$p_{Vy1}$ 、 $p_{Vy2}$ 、 $p_{Vy3}$ 、 $p_{Vy4}$	曲线的垂直方向漂移因子

轮胎试验中名义载荷为  $F_{z0} = 6033 \text{ N}$ ，同时不考虑曲线的水平、垂直方向的漂移和外倾角的影响。因此，只需辨识参数  $p_{Cy1}$ 、 $p_{Dy1}$ 、 $p_{Dy2}$ 、 $p_{Ey1}$ 、 $p_{Ey2}$ 、 $p_{Ky1}$ 、 $p_{Ky2}$  即可，该参数与式中的  $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $E$  之间的关系如下式所示。

$$C = p_{Cy1}, D = \left( p_{Dy1} + p_{Dy2} \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}} \right) F_z, E = p_{Ey1} + p_{Ey2} \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}}, \quad (3.12)$$

$$B = \frac{K}{CD}, K = p_{Ky1} F_{z0} \sin \left( 2 \arctan \left( \frac{F_z}{p_{Ky2} F_{z0}} \right) \right)$$

式中， $F_z$  表示轮胎垂向载荷，N。

根据试验测得的轮胎侧偏特性数据，基于 MATLAB 拟合工具箱对纯侧偏特性 MF 轮胎公式进行拟合。MATLAB 拟合工具箱采用非线性最小二乘算法。图 3.2 表示测得数据和拟合曲线，所辨识的参数依次为  $p_{Cy1} = 1.2527$ 、 $p_{Dy1} = 0.8686$ 、 $p_{Dy2} = -0.15$ 、 $p_{Ey1} = -0.4$ 、 $p_{Ey2} = -0.1$ 、 $p_{Ky1} = 0.1895$ 、 $p_{Ky2} = 1$ 。因此，魔术公式表示为

$$F_{yt} = D \sin \left( C \arctan \left( B\alpha + E \left( B\alpha - \arctan(B\alpha) \right) \right) \right) \quad (3.13)$$

式中,  $\alpha$  为侧偏角,  $^\circ$ ;  $F_{yt}$  为轮胎侧向力, N;  $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $E$  由式 (3.12) 计算。

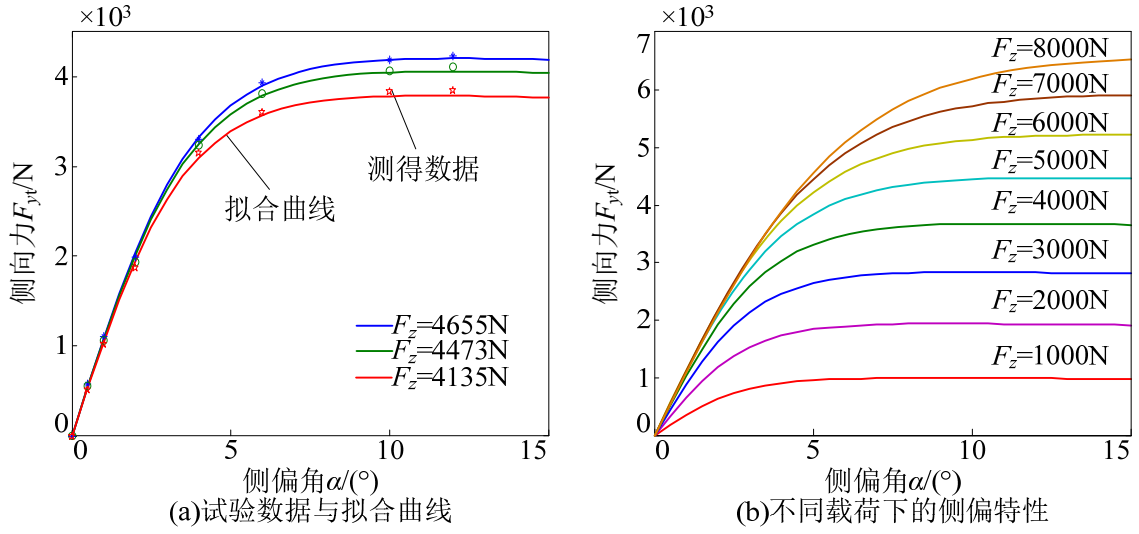


图 3.2 轮胎侧偏特性曲线

由式 (3.12) 和 (3.13) 知, 轮胎侧偏刚度为  $C_\alpha = \partial F_{yt} / \partial \alpha|_{\alpha=0} = K$  (N/ $^\circ$ )。根据前后轴载荷 (3.8), 计算出前后轴侧偏刚度分别是

$$\begin{cases} C_F = 2p_{Ky1}F_{z0} \sin\left(2\arctan\left(\frac{F_{zF}/2}{p_{Ky2}F_{z0}}\right)\right) = 123569\text{N/rad} \\ C_R = 2p_{Ky1}F_{z0} \sin\left(2\arctan\left(\frac{F_{zR}/2}{p_{Ky2}F_{z0}}\right)\right) = 100024\text{N/rad} \end{cases} \quad (3.14)$$

根据侧偏刚度可得到线性单轨模型的前后轮胎侧偏力为

$$F_{yF} = C_F \alpha_F \quad F_{yR} = C_R \alpha_R \quad (3.15)$$

### 3.1.3 车辆横向动力学非线性模型

结合轮胎模型 (3.13), 式 (3.10) 表示平面运动车辆的纵横向耦合非线性动力学模型。该模型对于本文研究的自动转向控制系统而言还是过于复杂, 给控制器的设计带来困难。因此需要把纵横向耦合动力学模型简化为横向动力学模型。上面分析过模型 (3.10) 考虑了纵横向耦合运动的动力学耦合, 因此忽略之, 则可得到非线性横向动力学模型

$$\begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{\omega}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -u\omega_r + \frac{F_{yF} \cos \delta_F + F_{yR} + F_{yD}}{m} \\ \frac{F_{yF} \cos \delta_F l_E - F_{yR} l_R + M_{zD}}{I_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_2(u, v, \omega_r, \delta_F) \\ f_3(u, v, \omega_r, \delta_F) \end{bmatrix} \quad (3.16)$$



式中看出，解耦后的横向动力学系统的非线性主要表现在轮胎力的非线性和三角函数关系上。而且，如果横向运动车辆的纵向速度发生变化，则模型（3.16）是时变的；如果横向运动车辆的纵向速度不变或变换缓慢，则模型（3.16）可认为是时不变的。一般情况下，模型（3.16）称为单轨车辆横向动力学时变非线性模型。

结合车辆横向动力学建模过程和模型（3.16），可以得到车辆横向动力学单轨模型的输入-输出关系为如图 3.3 所示。图中车辆横向动力学系统的输入为前轮偏角，输出为车辆横向运动参数，即车辆质心横向速度和横摆角速度。

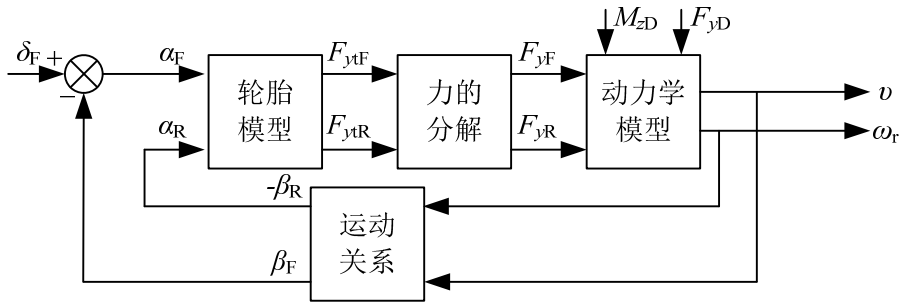


图 3.3 单轨车辆横向动力学输入-输出关系

### 3.1.4 车辆横向动力学线性模型

对上述的单轨车辆横向动力学时变非线性模型进一步简化，则得到线性模型。模型简化基于以下几个假设条件：

1) 假设模型中的各个角均较小，因此满足  $\cos x \approx 1$ 、 $\sin x \approx x$ ， $x$  表示各个角（有前轮偏角、质心侧偏角、前后轴速度侧偏角等）；

2) 假设车辆的横向加速度小于  $0.4g$ ，轮胎侧偏特性处于线性区域，用式（3.15）描述轮胎侧偏特性；

3) 不考虑外界干扰力和力矩，即  $F_{yD}$  和  $M_{zD}$  均为 0。

因此，式（3.9）和（3.16）简化为

$$\alpha_F = \delta_F - \beta - l_F \omega_r / u \quad \alpha_R = -\beta + l_R \omega_r / u \quad (3.17)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -u \omega_r + (F_{yIF} + F_{yIR}) / m \\ (F_{yIF} l_F - F_{yIR} l_R) / I_z \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

结合式（3.15）、（3.17）和（3.18），得到线性二自由度车辆横向动力学单轨模型为

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{-C_F + C_R}{mu} & -u + \frac{C_R l_R - C_F l_F}{mu} \\ \frac{C_R l_R - C_F l_F}{I_z u} & -\frac{C_R l_R^2 + C_F l_F^2}{I_z u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_F}{m} \\ \frac{C_F l_F}{I_z} \end{bmatrix} \delta_F \\
&= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \end{bmatrix} \delta_F
\end{aligned} \tag{3.19}$$

若上式中的车速不变或者变化缓慢，则模型（3.19）可认为是线性时不变横向动力学模型；若上式中的车速是变化的，则成为线性时变横向动力学模型。

### 3.1.5 车辆横向动力学模型验证

模型的准确与否直接影响所设计控制器的实用性和性能。因此文中首先根据数学模型搭建了仿真模型，然后通过对比在相同输入条件下的仿真模型输出与实际系统输出来验证模型的准确性。相同的输入是指前轮偏角和车速随时间的变化历程相同，模型与实际系统的输出是指横向加速度、横向速度和横摆角速度等的动态响应。实际智能车辆平台的输入根据车上的 CAN 总线直接获取（如前轮偏角和车速），其输出是通过安装在车上的 GPS/INS 系统测量得到，直接可以测量横向加速度和横摆角速度。

根据横向动力学非线性动力学模型（3.16）和线性模型（3.19），分别在 CarSim 环境和 MATLAB/Simulink 环境下搭建仿真模型。其中 CarSim 仿真模型考虑了所有的非线性因素，轮胎模型采用魔术公式。而 MATLAB/Simulink 仿真模型是忽略了非线性因素，且采用了线性轮胎公式。仿真中用到的车辆横向动力学参数如表 3.2 所示。

表 3.2 车辆横向动力学参数

参数	数值
质量 $m/\text{kg}$	1385
绕 $z$ 轴转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2162
前轴距 $l_F/\text{m}$	1.0218
后轴距 $l_R/\text{m}$	1.5282
前轴侧偏刚度 $C_F/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	123569
后轴侧偏刚度 $C_R/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	100024

图 3.4 表示用于模型验证的输入信号随时间的变化历程，输入信号分别是车速和前轮偏角。图 3.5 所示为在上述输入下的实际系统试验数据和仿真模型输出数据。图中看出，在相同的车速和前轮偏角输入下，仿真模型的横摆角速度和横向加速度与实际试验数据相比非常吻合。也就是说模型（3.16）和（3.19）能够较好地反映实际车辆行驶的横向动力学特性。且在图 3.4 所示的工况下，车辆横向动力学的非线性

特性不明显，非线性模型输出与线性模型输出差别不大。

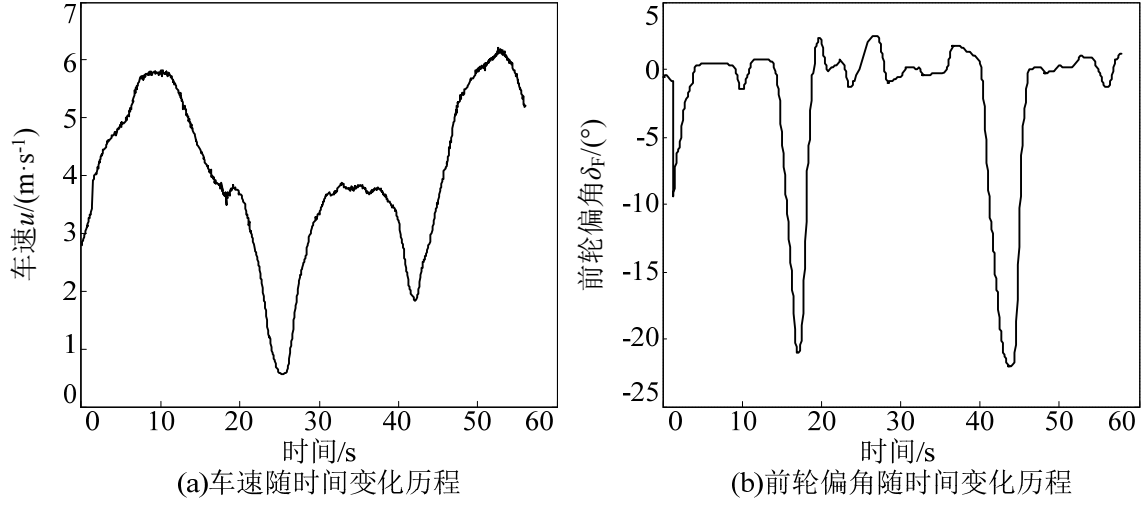


图 3.4 模型验证的输入信号

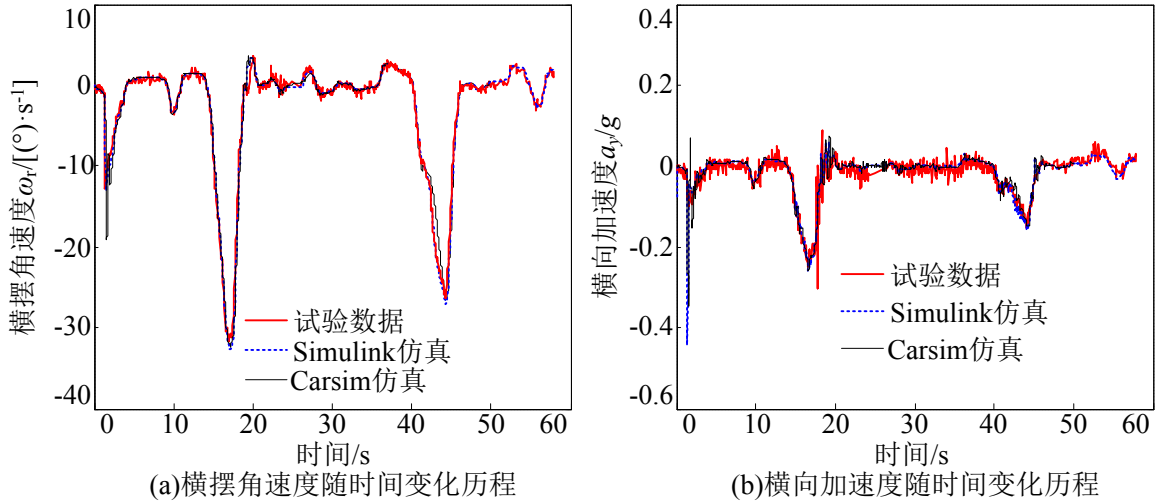


图 3.5 试验数据和仿真数据对比

因此，后续的自动转向系统分析以及控制算法设计时，采用由式 (3.16) 和 (3.19) 描述的车辆横向动力学模型。

## 3.2 转向执行机构模型及参数优化

### 3.2.1 转向执行机构动力学建模

本文研究的自动转向系统执行机构基本结构如图 3.6 (a) 所示。图中  $T_h$  和  $\delta_h$  表示自动转向系统电机输出扭矩和转角， $T_r$  表示轮胎的回正力矩， $i_s$  为转向器传动比， $i_a$  为自动转向系统齿轮副传动比。根据等效原理，把转向系统的运动转换到绕转向轴

的转动，并进行适当简化，得到如图 3.6 (b) 所示的等效模型。等效后的转向系统可视为关于  $\delta_{Fs}$  和  $\delta_{hs}$  的二自由度扭转振动系统。图中  $T_{hs}$  和  $\delta_{hs}$  表示换算到转向轴的自动转向系统电机扭矩和转角， $I_{hs}$  为换算到转向轴的方向盘及连接部分回转体的转动惯量， $C_{hs}$  为转向轴的等效粘性摩擦系数， $K_s$  为转向轴的等效刚度， $T_{sw}$  为作用于转向轴的总力矩， $C_{ws}$  为主销部分等效粘性摩擦系数， $I_{ws}$  为主销到轮胎部分换算到转向轴的转动惯量， $T_{rs}$  为换算到转向轴的轮胎回正力矩， $\delta_{Fs}$  为换算到转向轴的前轮偏角。

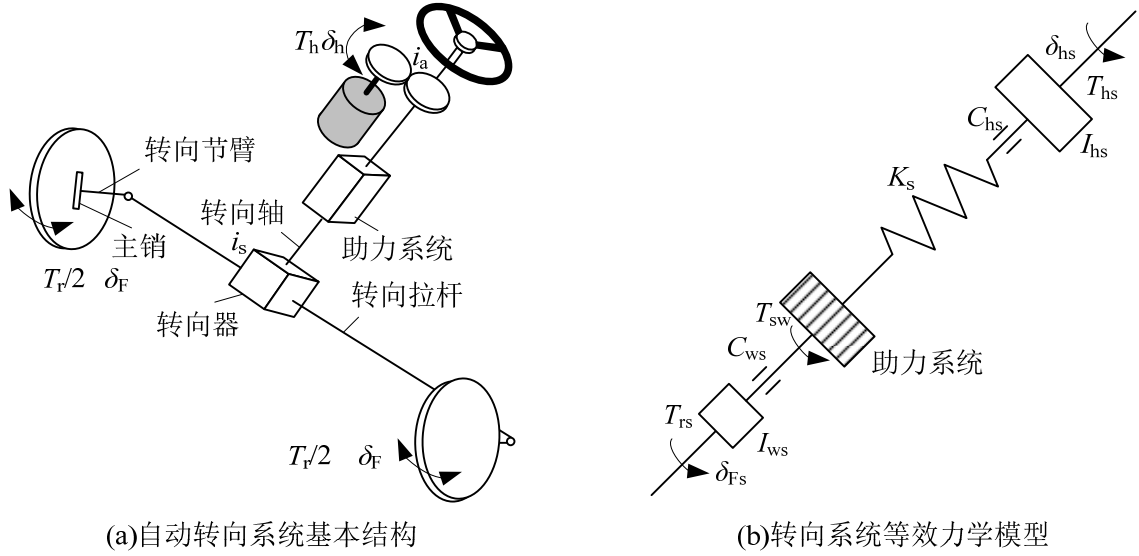


图 3.6 转向系统与等效力学模型

根据牛顿第二定律，得到转向执行机构动力学方程为

$$\begin{cases} I_{hs} \ddot{\delta}_{hs} + C_{hs} \dot{\delta}_{hs} + T_s = T_{hs} \\ I_{ws} \ddot{\delta}_{Fs} + C_{ws} \dot{\delta}_{Fs} + T_{rs} = T_{sw} \end{cases} \quad (3.20)$$

其中， $T_{sw}$  为转向系统助力之后的总力矩，可表示为

$$T_{sw} = T_s + T_{sa} \quad (3.21)$$

其中，助力扭矩  $T_{sa}$  为<sup>[95]</sup>

$$T_{sa} = T_{sa}(v, T_s) \quad (3.22)$$

$T_s$  为转向轴的变形引起的力矩，可表示为<sup>[96]</sup>

$$T_s = K_s (\delta_{hs} - \delta_{Fs}) \quad (3.23)$$

$T_{rs}$  为等效轮胎回正力矩，表示为<sup>[91]</sup>

$$T_{rs} = eC_F \alpha_F i_s \approx eC_F (\beta + l_F \omega_r / v - \delta_F) i_s \approx eC_F \delta_{Fs} \quad (3.24)$$

其中,  $e$  为轮胎拖距,  $m$ 。

因此, 可以得到

$$\begin{cases} I_{hs}\ddot{\delta}_{hs} + C_{hs}\dot{\delta}_{hs} + K_s\delta_{hs} = K_s\delta_{Fs} + T_{hs} \\ I_{ws}\ddot{\delta}_{Fs} + C_{ws}\dot{\delta}_{Fs} + K_s\delta_{Fs} + eC_F\delta_{Fs} = K_s\delta_{hs} + T_{sa}(v, K_s(\delta_{hs} - \delta_{Fs})) \end{cases} \quad (3.25)$$

由于助力转向系统的助力特性一般为非线性<sup>[95]</sup>, 因此转向执行机构模型非线性特性主要体现在助力转矩上。

对于自动转向系统而言, 主要关心期望前轮偏角为输入时, 实际输出的前轮偏角, 因此进行简化:

- 1) 忽略轮胎的回正力矩,  $T_{rs}=0$ ;
- 2) 本文开发的自动转向控制系统直接采用 EPS 助力电机作为驱动源, 所以在自动转向时没有助力, 即  $T_{sa}=0$ 。

由于自动转向控制系统齿轮副传动比  $i_a$  设计为 1, 即

$$\delta_{hs} = \delta_h / i_a = \delta_h \quad (3.26)$$

因此, 得到

$$I_{ws}\ddot{\delta}_{Fs} + C_{ws}\dot{\delta}_{Fs} + K_s\delta_{Fs} = K_s\delta_h \quad (3.27)$$

同时, 由于自动转向系统驱动电机功率有限, 其转动速度是有界的, 因此体现到前轮偏角上, 其转动速度也是有界的

$$|\dot{\delta}_{Fs}| \leq \dot{\delta}_{Fsmax} \quad (3.28)$$

得到了  $\delta_{Fs}$ , 根据转向器传动比关系, 易知, 实际输出前轮偏角为

$$\delta_F = \delta_{Fs} / i_s \quad (3.29)$$

### 3.2.2 转向执行机构模型待辨识参数优化

式 (3.27) - (3.29) 描述了转向执行机构期望转角与实际输出转角之间的动力学关系。式中的参数, 如  $I_{ws}$ 、 $C_{ws}$  和  $K_s$  等无法精确给出, 因此本文采用辨识方法, 对转向执行机构参数进行辨识。

将式 (3.27) 和 (3.28) 简化表示为

$$\begin{bmatrix} \dot{\delta}_{Fs} \\ \ddot{\delta}_{Fs} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_n^2 & -2\xi\omega_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_{Fs} \\ \dot{\delta}_{Fs} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\omega_n^2 \end{bmatrix} \delta_h \quad \text{其中 } |\dot{\delta}_{Fs}| \leq \dot{\delta}_{Fsmax} \quad (3.30)$$

模型中  $\dot{\delta}_{Fsmax}$  由电机转动的最大速度和传动比决定。下面只需辨识参数  $\omega_n$  和  $\xi$  即

可。本文采用遗传算法来辨识这些参数，其框图如图 3.7 所示。在某一车速下，以期望前轮偏角作为阶跃输入测量自动转向系统的实际前轮偏角；以同样的输入作为仿真模型的输入计算模型的前轮偏角输出值；以实际测量前轮偏角和模型计算前轮偏角偏差最小作为目标函数，采用遗传算法优化模型参数  $\omega_n$  和  $\xi$ 。

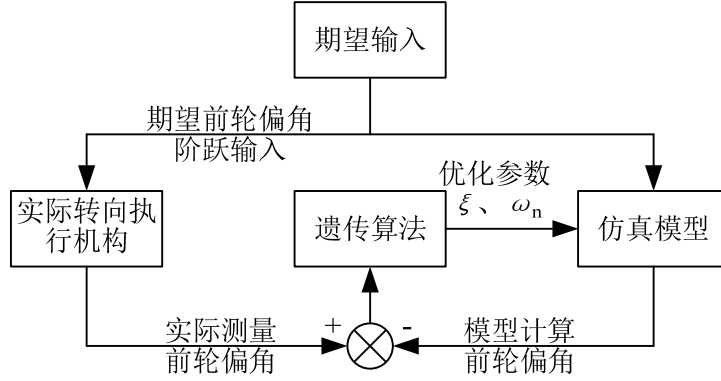


图 3.7 转向执行机构参数辨识框图

其中仿真模型根据式（3.30）在 MATLAB/Simulink 环境下搭建，如图 3.8 所示。

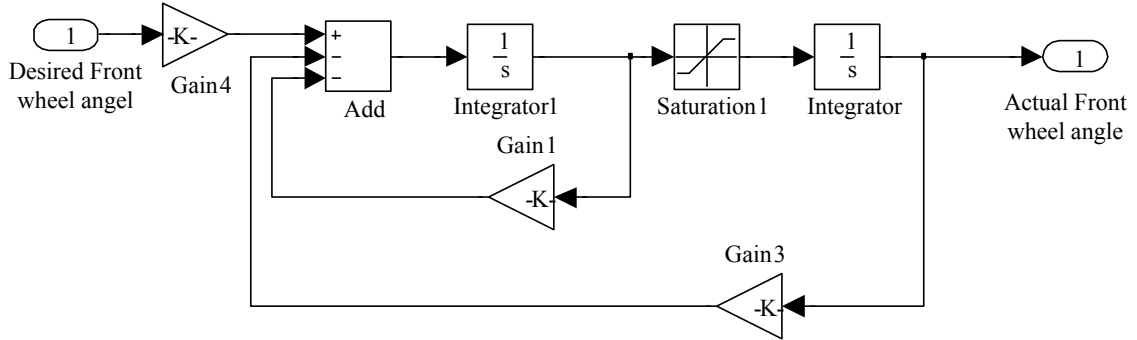


图 3.8 转向执行机构仿真模型

### 3.2.3 遗传算法设计

由 Hollan 提出的遗传算法是模拟生物在自然环境中的遗传、进化过程而形成的一种自适应全局优化概率搜索算法<sup>[97, 98]</sup>。遗传算法不依赖于问题的具体领域，具有较强的鲁棒性和全局优化能力。其主要特点是：群体搜索策略和群体中个体之间的信息交换，搜索不依赖于梯度信息。它首先需要对问题空间进行编码，并将问题空间映射到搜索空间，因此具有一定的问题独立性，适用范围广。遗传算法的基本寻优步骤如下：

- 1) 选择编码策略，初始化种群；
- 2) 定义个体适应度函数；
- 3) 求种群中每个个体的适应度值；

- 4) 根据遗传概率, 按选择、交叉、变异等操作产生新群体;
  - 5) 反复执行步骤 3、4, 直到达到终止条件, 选择最佳个体作为遗传算法的结果。
- 下面具体设计转向执行机构参数辨识的遗传算法。

#### (1) 目标函数

如上所述, 相同输入下的仿真模型输出  $\delta_{Fm}$  和实际测量数据  $\delta_{Fa}$  之间的偏差作为最小作为目标函数, 即目标函数  $J$  定义为

$$J = \sum_{k=1}^n |\delta_{Fa}(k) - \delta_{Fm}(k)| \quad (3.31)$$

同时, 由实际测量数据可得阶跃响应的超调量  $M_p$  和峰值时间  $t_p$  的界, 结合  $M_p$ 、 $t_p$  与固有频率  $\omega_n$ 、阻尼比  $\xi$  之间的关系, 可确定  $\omega_n$  和  $\xi$  的界,

$$\omega_{nmin} \leq \omega_n \leq \omega_{nmax} \quad \xi_{min} \leq \xi \leq \xi_{max} \quad (3.32)$$

#### (2) 编码及初始种群

编码就是将问题空间的参数转换为遗传空间的基因型串结构数据, 也就是问题空间对遗传空间的映射。编码的策略对遗传操作, 尤其是对交叉运算的影响很大, 本文采用实数编码方案。种群规模影响到遗传算法的最终性能和效率。种群规模太小, 群体对搜索空间只给出了不充分的样本量, 所以得到的效果一般不佳; 而种群规模过大, 每一代需要的计算量增加, 这有可能导致收敛速度过慢。文中初始种群规模取为 20。

#### (3) 个体适应度函数

遗传算法在进行搜索进化过程中一般不需要其他外部信息, 仅用适应度函数为依据, 并作为以后遗传操作的依据。为了达到寻优的目标, 适应度函数一般是通过目标函数变化而来的。文中采用适应度函数为

$$F = \frac{1}{J + \varepsilon} \quad (3.33)$$

式中,  $\varepsilon$  为较小的正数, 取  $\varepsilon=0.1$ , 主要是防止当目标函数趋向于 0 时发生计算溢出。

#### (4) 遗传算子

**选择:** 选择 (selection) 又称复制 (reproduction), 是在群体中选择生命力强的个体产生新的群体的过程。文中的选择函数选取为随机均匀函数。

**交叉:** 交叉 (crossover) 又称重组 (recombination) 是遗传算法中最主要的运算。通过交叉运算可以得到新一代个体, 新个体组合了父辈个体的特性。交叉概率控制交叉的频率, 交叉概率越高, 群体中个体的更新就越快。如果交叉概率越高, 相对于选

择能够产生的改进而言，高性能的个体被破坏的更快；而交叉概率过低，搜索会由于探测率太小而停滞不前。文中交叉概率选为 0.8。

变异：变异（mutation）的本质是挖掘群体中个体的多样性，同时提高算法的局部随机搜索能力。变异概率的选取对遗传算法的影响较大，引入变异运算的目的有两个：一是使遗传算法具有局部的随机搜索能力，此时变异概率应取小；二是使遗传算法维持种群多样性，以防过早收敛，此时变异概率应取大。文中变异概率选取为 0.001。

#### （5） 终止条件

当整个种群收敛，即各个体的适应度相等，就认为整体进化过程结束，再加上最大代数的限制，满足以上任何一个条件就停止进化。本文将终止进化代数选为 100。

### 3.2.4 基于遗传算法的参数辨识优化结果

利用 MATLAB 的遗传算法工具箱（Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox）进行编程和模拟进化计算。运行遗传算法得到参数辨识优化过程中的适应度函数变化，如图 3.9 所示。

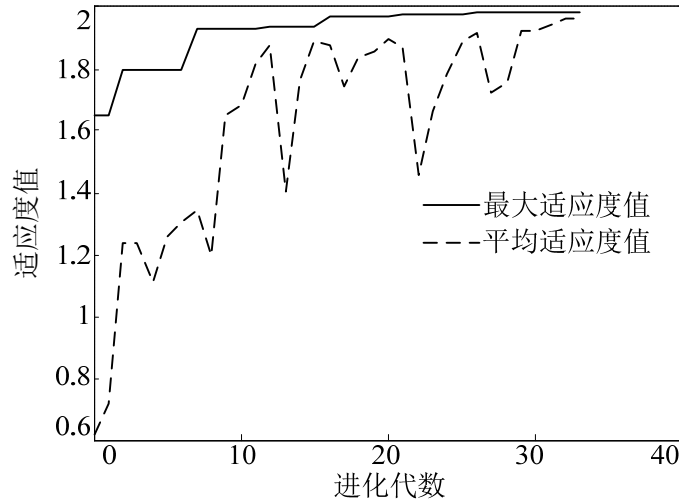


图 3.9 遗传算法优化过程中适应度函数值的变化

经遗传算法优化得到所辨识参数为， $\omega_n=17.77$ 、 $\zeta=0.7577$ 。因此，得到自动转向执行机构的数学模型为

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{a1} \\ \dot{x}_{a2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_n^2 & -2\zeta\omega_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{a1} \\ x_{a2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\omega_n^2 \end{bmatrix} \delta_{Fd} \quad \text{其中 } |\dot{x}_{a2}| \leq \dot{\delta}_{Fmax} \quad (3.34)$$

式中， $x_{a1}=\delta_F$  为实际前轮偏角，rad； $x_{a2}=\dot{\delta}_F$  为实际前轮偏角变化率，rad/s； $\delta_{Fd}$  为期望前轮偏角，rad； $\dot{\delta}_{Fmax}$  为最大前轮偏角变化率，rad/s。



通过对比期望前轮偏角为  $6.86^\circ$ （对应方向盘转角为  $115^\circ$ ）时的实际测量前轮偏角与仿真模型输出前轮偏角来验证所辨识参数的优劣，对比结果如图 3.10 所示。图中看出，模型输出的前轮偏角基本与实际测量数据一致。

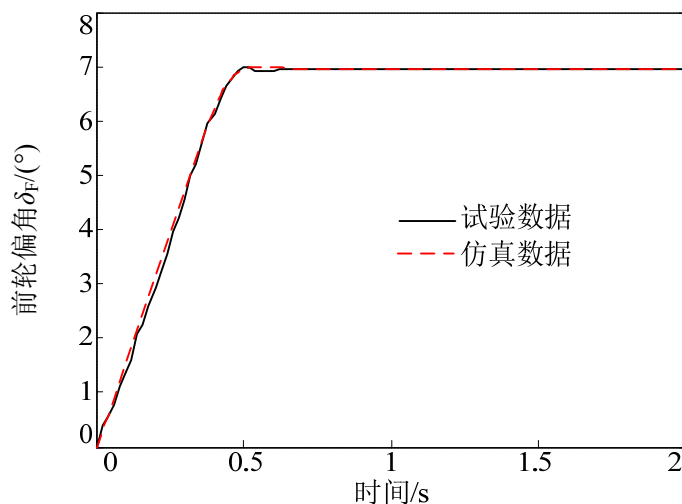


图 3.10 实际测量前轮偏角和仿真输出前轮偏角

### 3.3 车辆-道路系统动力学模型

#### 3.3.1 预瞄机制和控制变量

由于车辆系统和自动转向系统存在时滞性，当前时刻施加的控制输入并不能立即在输出上表现出来，车辆的动力学响应相对于控制输入具有延时。因此，对于自动转向系统而言，必须采用预瞄的方式来对车辆行驶轨迹进行控制<sup>[99]</sup>。预瞄方式有单点预瞄，窗口预瞄等<sup>[100]</sup>。文献[100]指出，在驾驶员预瞄模型中单点预瞄方式的效果不比更复杂的预瞄方式差。因此，本文的预瞄机制采用单点预瞄方式，即沿车辆的行驶方向，在车辆前方距质心适当距离（该距离称预瞄距离、预见距离或前视距离）处选择一个预瞄点，用预瞄点处的偏差来描述车辆-道路系统运动关系。

同时，为了控制智能车辆始终沿着期望道路行驶，必须选用合适的控制变量。从智能车辆跟踪期望路径的目的考虑，车辆质心离期望道路越近且车辆行驶方向满足期望的方向，则可认为智能车辆的道路跟踪性能越好。然而由于车辆系统的时滞性，不能采用质心处的横向位置偏差作为反馈量进行控制。根据上述的预瞄机制，考虑车辆系统时滞性的前提下，需要采用预瞄点处的横向偏差来描述道路跟踪性能。因此，自动转向控制系统的控制变量选取为预瞄点处的横向位置偏差和质心处的方向偏差。

所以，基于预瞄机制的自动转向控制就是以预瞄点处的车辆与期望道路之间的横

向位置偏差和质心处的方向偏差作为控制变量，设计自动转向系统控制律，使车辆沿期望道路行驶。另外，本文研究的自动转向控制系统应用于无人驾驶的智能车辆平台上，其上的环境感知传感器，如摄像机、激光雷达等可提供车辆前方的环境道路信息，这给预瞄机制提供了可操作性。就基于预瞄机制的自动转向系统而言，其模型和预瞄距离的选取是关键。下面首先给出基于预瞄机制的车辆-道路系统动力学模型，有关预瞄距离的选取方法将在第 4 章中进行深入研究。

### 3.3.2 基于预瞄机制的车辆-道路运动关系

基于预瞄机制的自动转向系统道路跟踪偏差有横向位置偏差  $\Delta y$  和方向偏差  $\Delta\psi$ 。分别用下标 0 和  $L$  来表示质心处和预瞄点处的偏差。智能车辆与期望道路间的相对运动几何关系，如图 3.11 所示。坐标系  $xoy$  表示车辆坐标系， $XOY$  表示惯性坐标系。图中  $A_0$  点为车辆  $y$  轴与期望道路的交点。质心处的横向位置偏差  $\Delta y_0$  定义为  $A_0$  点到车辆  $x$  轴的距离，质心处的方向偏差  $\Delta\psi_0$  定义为  $A_0$  点的切线方向与车辆  $x$  轴方向之间的夹角。

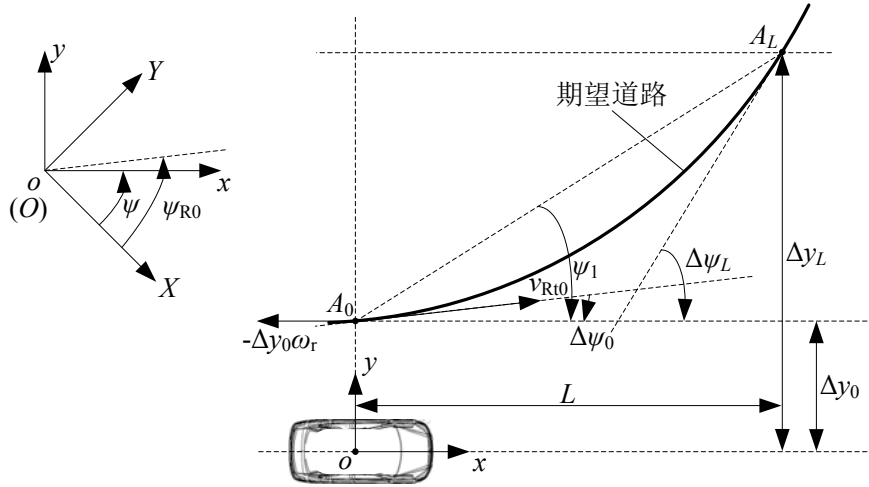


图 3.11 基于预瞄机制的车辆-道路相对运动几何关系

根据图中关系，道路上  $A_0$  点沿切向方向的速度可表示为

$$v_{Rt0} = \frac{u + \Delta y_0 \omega_r}{\cos \Delta\psi_0} \quad (3.35)$$

质心处的横向偏差  $\Delta y_0$  可表示为

$$\Delta \dot{y}_0 = v_{Rt0} \sin \Delta\psi_0 + v = (u + \Delta y_0 \omega_r) \tan \Delta\psi_0 + v \quad (3.36)$$

忽略无穷小量  $\Delta y_0 \omega_r$ ，得到

$$\Delta \dot{y}_0 = u \tan \Delta \psi_0 + v \quad (3.37)$$

同时，质心处的方向偏差  $\Delta \psi_0$  可表示为

$$\Delta \dot{\psi}_0 = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{R0} \quad (3.38)$$

式中， $\psi_{R0}$  为  $A_0$  点的道路方向角，rad。

预瞄点处的横向位置偏差  $\Delta y_L$  定义为  $A_L$  点到车辆  $x$  轴的距离，预瞄点处的方向偏差  $\Delta \psi_L$  定义为  $A_L$  点的切线方向与车辆  $x$  轴方向之间的夹角。其中  $A_L$  点为车辆前方距质心  $L$  处沿车辆  $y$  轴的直线与期望道路的交点。

由图 3.11 中几何关系，得到

$$\Delta y_L = \Delta y_0 + L \tan \psi_1 \quad (3.39)$$

其中， $\psi_1$  可近似表示为

$$\psi_1 = \frac{1}{2}(\Delta \psi_0 + \Delta \psi_L) \quad (3.40)$$

对式 (3.39) 求导，得到

$$\Delta \dot{y}_L = (u + \Delta y_0 \omega_r) \tan \Delta \psi_0 + v + L \frac{1}{2}(\Delta \dot{\psi}_0 + \Delta \dot{\psi}_L) \sec^2 \left( \frac{1}{2}(\Delta \psi_0 + \Delta \psi_L) \right) \quad (3.41)$$

根据定义，预瞄点处的方向偏差可表示为

$$\Delta \dot{\psi}_L = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{RL} \quad (3.42)$$

假设  $\Delta y_0 \omega_r$  和  $(\Delta \psi_0 + \Delta \psi_L)$  均较小，可得

$$\Delta \dot{y}_L = u \tan \Delta \psi_0 + v + L \dot{\psi} - L \frac{1}{2}(\dot{\psi}_{R0} + \dot{\psi}_{RL}) \quad (3.43)$$

假设  $\Delta \psi_0$  亦较小，则

$$\Delta \dot{y}_L = u \Delta \psi_0 + v + L \dot{\psi} - L \frac{1}{2}(\dot{\psi}_{R0} + \dot{\psi}_{RL}) \quad (3.44)$$

式 (3.42) 表示预瞄点处的方向偏差，而式 (3.43) 和 (3.44) 表示预瞄点处的横向位置偏差。

### 3.3.3 基于预瞄机制的车辆-道路系统非线性模型

根据上述分析，基于预瞄机制的车辆-道路系统模型用预瞄点处的横向位置偏差  $\Delta y_L$  和质心处的方向偏差  $\Delta \psi_0$  来描述。

对式 (3.38) 和 (3.43) 求导，则

$$\begin{cases} \Delta\ddot{\psi}_0 = \ddot{\psi} - \ddot{\psi}_{R0} = \dot{\omega}_r - \ddot{\psi}_{R0} \\ \Delta\ddot{y}_L = u\Delta\dot{\psi}_0 \sec^2 \Delta\psi_0 + \dot{v} + L\dot{\omega}_r - L(\ddot{\psi}_{R0} + \ddot{\psi}_{RL})/2 \end{cases} \quad (3.45)$$

结合车辆横向动力学非线性模型 (3.16)，得车辆-道路系统动力学非线性模型为

$$\begin{bmatrix} \Delta\dot{\psi}_0 \\ \Delta\ddot{\psi}_0 \\ \Delta\dot{y}_L \\ \Delta\ddot{y}_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta\dot{\psi}_0 \\ (F_{yIF} \cos \delta_F l_F - F_{yIR} l_R) / I_z \\ \Delta\dot{y}_L \\ u\Delta\dot{\psi}_0 (\sec^2 \Delta\psi_0 - 1) + \frac{F_{yIF} \cos \delta_F + F_{yIR}}{m} + \frac{F_{yIF} \cos \delta_F l_F - F_{yIR} l_R}{I_z} L \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -u \end{bmatrix} \dot{\psi}_{R0} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \\ -L/2 & -L/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\psi}_{R0} \\ \ddot{\psi}_{RL} \end{bmatrix}$$

式 (3.46) 表示基于预瞄机制的车辆-道路动力学系统非线性模型。模型中看出，三角函数的存在使得模型具有非线性。特别是，当前轮偏角和质心方向偏差较大时，非线性特性越明显。当前轮偏角和质心方向偏差较小时，可对三角函数进行线性化处理。但是，由于轮胎力  $F_{yIF}$ 、 $F_{yIR}$  的非线性，模型仍具有非线性特性。显然，轮胎力的非线性是车辆-道路动力学模型具有非线性的重要原因。

### 3.3.4 基于预瞄机制的车辆-道路系统线性模型

车辆-道路动力学非线性模型过于复杂，给控制算法设计带来困难。为方便控制算法设计和实现，需要得到车辆-道路系统线性模型。结合式 (3.19)、(3.38) 和 (3.44)，得到

$$\begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{\omega}_r \\ \Delta\dot{\psi}_0 \\ \Delta\dot{y}_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & L & u & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \omega_r \\ \Delta\psi_0 \\ \Delta y_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta_F + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ -L/2 & -L/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\psi}_{R0} \\ \dot{\psi}_{RL} \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

在式 (3.47) 基础上，为了用预瞄点处偏差来描述车辆-道路动力学模型，引入状态变量  $[\Delta\psi_0, \Delta\dot{\psi}_0, \Delta y_L, \Delta\dot{y}_L]$ 。由图 3.11 的几何关系知，两组状态变量之间的仿射变换关系为

$$\begin{bmatrix} v \\ \omega_r \\ \Delta\psi_0 \\ \Delta y_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -u & -L & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\psi_0 \\ \Delta\dot{\psi}_0 \\ \Delta y_L \\ \Delta\dot{y}_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -L/2 & L/2 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\psi}_{R0} \\ \dot{\psi}_{RL} \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

把式 (3.48) 代入 (3.47)，得到

$$\begin{bmatrix} \Delta \dot{\psi}_0 \\ \Delta \ddot{\psi}_0 \\ \Delta \dot{y}_L \\ \Delta \ddot{y}_L \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} \Delta \psi_0 \\ \Delta \dot{\psi}_0 \\ \Delta y_L \\ \Delta \dot{y}_L \end{bmatrix} + B \delta_F + D_1 \begin{bmatrix} \dot{\psi}_{R0} \\ \dot{\psi}_{RL} \end{bmatrix} + D_2 \begin{bmatrix} \ddot{\psi}_{R0} \\ \ddot{\psi}_{RL} \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

其中，

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -ua_{21} & a_{22} - La_{21} & 0 & a_{21} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -ua_{11} - uLa_{21} & a_{12} + La_{22} - La_{11} - L^2a_{21} + u & 0 & a_{11} + La_{21} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ b_{21} \\ 0 \\ b_{11} + Lb_{21} \end{bmatrix},$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ a_{22} - \frac{1}{2}La_{21} & \frac{1}{2}La_{21} \\ 0 & 0 \\ a_{12} + La_{22} - \frac{1}{2}La_{11} - \frac{1}{2}L^2a_{21} & \frac{1}{2}La_{11} + \frac{1}{2}L^2a_{21} \end{bmatrix}, \quad D_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{2}L & -\frac{1}{2}L \end{bmatrix}$$

式 (3.49) 表示基于预瞄机制的车辆-道路动力学系统线性模型。模型中看出，系统矩阵  $A$ 、控制矩阵  $B$  和干扰矩阵  $D_1$  和  $D_2$  不仅与车辆系统本身参数有关，还与预瞄距离  $L$  有关。

特别的，当预瞄距离  $L$  为 0 时，式 (3.49) 退化为如下形式，

$$\begin{bmatrix} \Delta \dot{\psi}_0 \\ \Delta \ddot{\psi}_0 \\ \Delta \dot{y}_0 \\ \Delta \ddot{y}_0 \end{bmatrix} = A_0 \begin{bmatrix} \Delta \psi_0 \\ \Delta \dot{\psi}_0 \\ \Delta y_L \\ \Delta \dot{y}_L \end{bmatrix} + B_0 \delta_F + D_{10} \begin{bmatrix} \dot{\psi}_{R0} \\ \dot{\psi}_{RL} \end{bmatrix} + D_{20} \begin{bmatrix} \ddot{\psi}_{R0} \\ \ddot{\psi}_{RL} \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

式中，各矩阵表示为

$$A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -ua_{21} & a_{22} & 0 & a_{21} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -ua_{11} & a_{12} + u & 0 & a_{11} \end{bmatrix}, \quad B_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ b_{21} \\ 0 \\ b_{11} \end{bmatrix}, \quad D_{10} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ a_{22} & 0 \\ 0 & 0 \\ a_{12} & 0 \end{bmatrix}, \quad D_{20} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式 (3.50) 表示，以质心处 ( $L=0$ ) 的横向位置偏差和方向偏差作为状态变量的车辆-道路系统动力学线性模型。该模型与文献[28, 101]中提出的模型是一致的。因此，模型 (3.49) 表示考虑预瞄距离时更为普遍的自动转向系统动力学模型。

另外，由式 (3.48) 知，模型 (3.47) 和 (3.49) 之间存在仿射变换关系。特别的，

当道路曲率为 0 时，他们是一种线性变换。这表明根据所采用控制理论方法的不同，可采用其中一种模型来设计控制算法。

如果假设质心处道路曲率  $\dot{\psi}_{R0}$  和预瞄点处的道路曲率  $\dot{\psi}_{RL}$  相同，式 (3.47) 简化为

$$\dot{x}_V = A_V x_V + B_V \delta_F + D_V \dot{\psi}_{RL} \quad (3.51)$$

式中，状态变量和各矩阵分别为

$$x_V = \begin{bmatrix} v \\ r \\ \Delta\psi_0 \\ \Delta y_L \end{bmatrix}, \quad A_V = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & L & u & 0 \end{bmatrix}, \quad B_V = \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D_V = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ -L \end{bmatrix}$$

同理，式 (3.49) 简化为

$$\dot{x}_e = A_e x_e + B_e \delta_F + D_{e1} \dot{\psi}_{RL} + D_{e2} \ddot{\psi}_{RL} \quad (3.52)$$

式中，状态变量和各矩阵分别为

$$x_e = \begin{bmatrix} \Delta\psi_0 \\ \Delta\dot{\psi}_0 \\ \Delta y_L \\ \Delta\dot{y}_L \end{bmatrix}, \quad A_e = A, \quad B_e = B, \quad D_{e1} = \begin{bmatrix} 0 \\ a_{22} \\ 0 \\ a_{12} + La_{22} \end{bmatrix}, \quad D_{e2} = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ -L \end{bmatrix}$$

进一步假设曲率变化率为 0，则式 (3.52) 简化为

$$\dot{x}_e = A_e x_e + B_e \delta_F + D_{e1} \dot{\psi}_{RL} \quad (3.53)$$

式中， $\dot{\psi}_{RL}$  为道路曲率干扰，rad/s，由下式计算，

$$\dot{\psi}_{RL} = u \rho_L \quad (3.54)$$

式中， $\rho_L$  为预瞄点处的期望道路曲率， $m^{-1}$ 。

智能车辆在实际行驶过程中，期望道路的曲率是连续的，而且缓慢变化的。而且为保证智能车辆的乘坐舒适性，路径规划系统所规划的期望路径的曲率也是缓慢变化的。显然，“ $\dot{\psi}_{R0}$  和  $\dot{\psi}_{RL}$  相同”，“曲率变化率为 0”的假设是比较合理的。因此，后续的研究主要以式 (3.53) 为基础展开。

式 (3.53) 表明，模型的输入为前轮偏角  $\delta_F$ ，输出为  $\Delta\psi_0$  和  $\Delta y_L$ ， $\dot{\psi}_{RL}$  为已知的道路曲率干扰。因此，设计自动转向控制算法的问题就是根据所测量得到的观测量，应用合适的控制理论，求解满足性能指标要求的前轮偏角，以克服道路曲率干扰和其他未知干扰。

### 3.4 本章小结

(1) 从平面运动车辆的横向动力学受力分析出发,建立了纵横向耦合动力学模型。通过合理假设,简化纵横向关系,得到了平面运动车辆横向动力学非线性和线性模型。为了验证模型的正确性,对比了相同的前轮偏角和车速输入下的实际车辆输出和仿真模型输出。对比结果表明,实际车辆的输出和仿真模型的输出趋于一致,也就是横向动力学非线性和线性模型能够较好的描述实际车辆运动状态。因此,在后续的研究中控制算法的设计采用线性模型,状态估计算法的设计采用非线性模型进行。

(2) 针对基于常规车辆的自动转向执行机构,建立了二自由度动力学模型。模型以期望前轮偏角为输入,实际前轮偏角为输出。由于转向执行机构动力学模型的参数不易直接测量得到,通过遗传算法优化了模型参数,并通过实车试验来验证了模型和参数的准确性。

(3) 以预瞄机制为核心,通过选取预瞄点处的横向位置偏差与质心处的方向偏差作为控制变量,推导了车辆-道路系统动力学模型。通过仿射变换得到了考虑道路曲率变化率的通用车辆-道路系统动力学模型。该模型是其他文献中提到的车辆-道路模型的扩展,不仅考虑的质心和预瞄点处的曲率,还考虑了曲率的变化率。该模型是后续研究的理论基础。此模型是本文主要研究内容的第一个创新点。





## 第 4 章 自动转向系统特性分析

对自动转向系统特性的深入分析，有助于控制算法的设计和实现。分析车辆在行驶状态初始条件、前轮偏角及其变化率约束条件下的行驶轨迹特性是提出自动转向控制算法的前提。同时，研究预瞄距离对自动转向开环系统的定量影响，建立预瞄距离模型是研究自动转向控制系统的关键技术。

本章从基于车辆动力学模型的行驶轨迹方程出发，分析行驶轨迹特性，计算前轮偏角及其变化率与车辆行驶轨迹曲率及曲率变化率的关系。给出在连续变化前轮偏角输入下的车辆行驶轨迹数值积分计算方法。以传递函数为基础，分析车速和预瞄距离对自动转向开环系统的定量影响。同时，以状态反馈为基础，分析自动转向闭环系统稳态误差和质心处的位置偏差，由此确定控制目标。基于这些分析，提出预瞄距离选取方法。最后，分析电机伺服内环系统对车辆操纵稳定性的定性影响。

### 4.1 基于模型的车辆行驶轨迹特性分析

为了定量描述道路与车辆的相对位置关系和前轮偏角之间的关系，首先需要分析前轮偏角输入下的车辆行驶轨迹特性。结合车辆行驶状态和车辆横向动力学方程就可以推导出车辆行驶轨迹与前轮偏角之间的数学关系，即车辆行驶轨迹方程。根据该方程，分析在连续变化前轮偏角输入下的车辆行驶轨迹的微分特性，主要研究轨迹的导数与车辆行驶状态、前轮偏角之间的定量关系；分析稳态工况下的前轮偏角与曲率的关系；研究稳态工况下的前轮偏角变化率与曲率变化率的关系；最后给出用于预测车辆实时轨迹的数值计算方法。

在分析之前需要进行以下几个假设：

- 1) 车辆纵向速度  $u$  视为常数，即  $\dot{u}=0$ 。且为使式 (3.19) 有意义，令  $u>0$ ；
- 2) 质心侧偏角  $\beta$  较小，因此  $\cos\beta\approx 1$ ，由此得到  $v=u/\cos\beta\approx u$ ；
- 3) 前轮偏角  $\delta_F$  具有任意阶导数；
- 4) 不考虑外界干扰力和干扰力矩，即  $F_{yD}=0$ 、 $M_{zD}=0$ ；

本节的相关研究基于以上四个假设前提下进行。

#### 4.1.1 车辆行驶轨迹方程

图 4.1 所示为平面运动车辆的行驶轨迹示意图。在地面坐标系  $XOY$  中，车辆初始

位置为 $(X_0, Y_0)$ ，初始航向角为 $\psi_0$ ，那么车辆行驶轨迹可由式（4.1）给出。

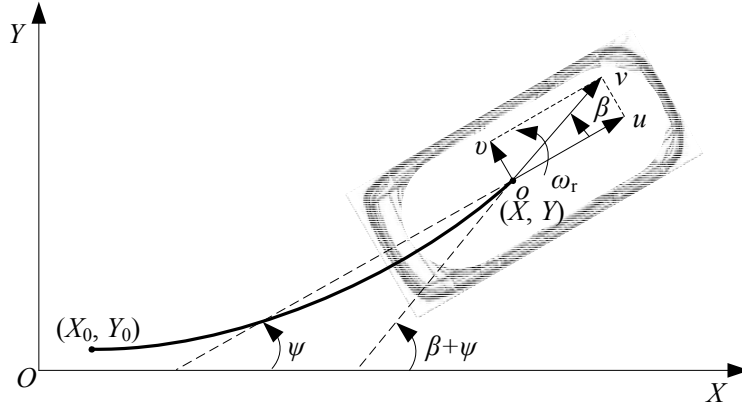


图 4.1 平面运动车辆行驶轨迹示意图

$$\begin{cases} X = \int \sqrt{u^2 + v^2} \cos(\beta + \psi) dt + X_0 \\ Y = \int \sqrt{u^2 + v^2} \sin(\beta + \psi) dt + Y_0 \\ \psi = \int \omega_r dt + \psi_0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \dot{X} = u \cos \psi - v \sin \psi \\ \dot{Y} = u \sin \psi + v \cos \psi \\ \dot{\psi} = \omega_r \end{cases} \quad (4.1)$$

式中看出只要知道车辆的行驶状态  $u$ 、 $v$ 、 $\omega_r$  和初始条件，就可以计算车辆行驶的轨迹。车辆行驶状态又可以由第 3 章的车辆横向动力学线性模型（3.19）和转向执行机构模型（3.34）表示，因此得到在连续变化前轮偏角输入下的车辆行驶轨迹方程为

$$\begin{cases} \dot{v} = a_{11}v + a_{21}\omega_r + b_{11}\delta_F \\ \dot{\omega}_r = a_{21}v + a_{22}\omega_r + b_{21}\delta_F \\ \dot{\delta}_F = \dot{\delta}_F \\ \ddot{\delta}_F = -\omega_n^2\delta_F - 2\xi\omega_n\dot{\delta}_F + \omega_n^2\delta_{Fd} \quad \text{其中 } |\dot{\delta}_F| \leq \dot{\delta}_{F\max} \Rightarrow \dot{x} = f(x, w) \\ \dot{\psi} = \omega_r \\ \dot{X} = u \cos \psi - v \sin \psi \\ \dot{Y} = u \sin \psi + v \cos \psi \end{cases} \quad (4.2)$$

其中， $x$  为状态变量， $x = [v, \omega_r, \delta_F, \dot{\delta}_F, \psi, X, Y]^T$ ； $w$  为输入， $w = \delta_{Fd}$ 。显然，车辆行驶轨迹  $(X, Y)$  是车辆行驶状态  $x$  和控制输入  $w$  的非线性函数。

#### 4.1.2 车辆行驶轨迹微分特性

车辆行驶轨迹微分特性主要研究车辆行驶轨迹曲线的导数与车辆状态、前轮偏角之间的关系。其主要目的是分析车辆行驶轨迹导数的连续性，以及前轮偏角及其变化率对车辆行驶轨迹微分特性的影响。下面根据式（4.1）来分析行驶轨迹微分特性。令

车辆行驶轨迹为  $p(t)=[X(t),Y(t)]^T$ ，那么其单位切向量表示为

$$\frac{\dot{p}}{\|\dot{p}\|} = \frac{1}{\sqrt{\dot{X}^2 + \dot{Y}^2}} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi + \beta) \\ \sin(\psi + \beta) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_X^1(u, v, \omega_r, \delta_F) \\ f_Y^1(u, v, \omega_r, \delta_F) \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

其中， $f_X^1(\cdot)$ 和 $f_Y^1(\cdot)$ 是状态  $u$ 、 $v$ 、 $\omega_r$  和输入量  $\delta_F$  的非线性积分函数。

由车辆纵横向耦合动力学模型 (3.10) 知， $\psi$  和  $\beta$  是状态变量  $u$ 、 $v$  和  $\omega_r$  的连续函数，因此  $f_X^1(\cdot)$ 和 $f_Y^1(\cdot)$ 连续，进而车辆行驶轨迹的单位切向量为连续，即车辆行驶的轨迹曲线至少是一阶导数连续曲线。

进一步考虑轨迹的二阶导数。首先考虑二阶导数的重要物理量曲率。结合 4.1 节的假设可知，车辆行驶轨迹的曲率  $\kappa$  表示为

$$\kappa = \frac{\dot{X}\ddot{Y} - \ddot{X}\dot{Y}}{(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2)^{3/2}} = \frac{\dot{\beta} + \omega_r}{\sqrt{u^2 + v^2}} \approx \frac{1}{u} \left( \frac{\dot{v}}{u} + \omega_r \right) \quad (4.4)$$

式 (4.4) 表明曲率是否连续取决于车辆行驶状态  $\dot{v}$  和  $\omega_r$  是否连续。由式 (3.16) 知， $\dot{v}$  的连续性与前后轴侧偏力的连续性一致，而轮胎侧偏力由魔术公式 (3.13) 来描述。式 (3.13) 说明魔术公式是用三角函数表示的，所以具有任意阶导数。因此在上述假设的前提下，用式 (4.2) 描述的车辆行驶轨迹的曲率是连续的。同时，车辆行驶状态  $\dot{v}$  是前轮偏角  $\delta_F$  的函数，因此车辆行驶轨迹的曲率  $\kappa$  与前轮偏角  $\delta_F$  存在某种函数关系。

基于上述分析，车辆行驶轨迹曲线的二阶单位向量可表示为

$$\frac{\ddot{p}}{\|\ddot{p}\|} = \begin{bmatrix} f_x^2(u, v, \dot{v}, \omega_r, \delta_F) & f_y^2(u, v, \dot{v}, \omega_r, \delta_F) \end{bmatrix}^T \quad (4.5)$$

式 (4.5) 表明，二阶单位向量是车辆行驶状态变量  $u$ 、 $v$ 、 $\omega_r$  及导数  $\dot{v}$  和输入量  $\delta_F$  的函数，其连续性与函数  $f_x^2(\cdot)$ 和 $f_y^2(\cdot)$ 的连续性有关。由上面的分析知，曲率是连续的，因此二阶单位向量也连续。

进一步的，对于高阶的单位向量，则有

$$\frac{p^{(n)}}{\|p^{(n)}\|} = \begin{bmatrix} f_x^n(u, v, \dots, v^{n-1}, \omega_r, \dots, \omega_r^{n-2}, \delta_F, \dots, \delta_F^{n-2}) \\ f_y^n(u, v, \dots, v^{n-1}, \omega_r, \dots, \omega_r^{n-2}, \delta_F, \dots, \delta_F^{n-2}) \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

式 (4.6) 表明， $n$  阶单位向量是否连续取决于状态变量  $\omega_r$  的  $(n-2)$  阶导数的连续性、 $v$  的  $(n-1)$  阶导数和输入量  $\delta_F$  的  $(n-2)$  阶导数的连续性。由于用魔术公式描述的轮胎侧偏力具有任意阶导数，且已假设前轮偏角具有任意阶导数，因此车辆行驶

轨迹具有  $n$  阶导数。

同时上述分析中提到，当  $n=2$  时，车辆行驶轨迹曲线的曲率与前轮偏角之间存在某种函数关系。那么，当  $n=3$  时，车辆行驶轨迹曲线的曲率变化率应该与前轮偏角变化率之间也存在某种函数关系。另外，当车速固定时，车辆行驶轨迹曲线的曲率表明车辆行驶的横向加速度，而曲率的变化率则表明车辆行驶的横向冲击度。下节中重点阐述有关此方面的深入分析。

综上所述，车辆行驶轨迹具有如下微分特性：

1) 车辆行驶轨迹曲线的  $n$  阶单位向量的连续性取决于状态变量的  $(n-2)$  阶导数和输入量的  $(n-2)$  阶导数的连续性；

2) 实际应用时，车辆行驶轨迹曲线的微分特性一般取  $n=2$ ，即行驶轨迹是曲率连续的曲线；为保证行驶轨迹更加平滑，也可以取  $n=3$ ，即曲率变化率连续的曲线。

#### 4.1.3 车辆行驶轨迹与前轮偏角的关系

前面提到了车辆行驶轨迹曲率与前轮偏角之间存在某种函数关系。本节主要分析车辆行驶稳态工况下，车辆行驶轨迹曲线的曲率和前轮偏角之间的定量关系，其关系主要取决于车辆的转向特性和行驶速度。另外，通过限制横向加速度来确定不同车速下行驶的车辆的最大的前轮偏角。最大横向加速度可根据不同的车辆动力学约束给出，如乘坐舒适性约束、不发生侧翻约束等。车辆行驶速度、曲率和前轮偏角的关系不仅表示某一车速下行驶的车辆在某一曲率道路上行驶时的所能控制的前轮偏角变化范围，同时也表示车辆在某一车速下行驶时，其期望轨迹应该满足的最大曲率。因此，无论采用缓和曲线、多项式曲线还是三角函数曲线规划车辆所要行驶的期望路径，其曲率的变化率都需要满足一定要求。

根据曲率公式 (4.4) 和车辆行驶轨迹方程 (4.2)，可得到曲率  $\kappa$  到前轮偏角  $\delta_F$  的传递函数为

$$G(s)_{\kappa-\delta_F} = \frac{\kappa(s)}{\delta_F(s)} = \frac{b_{11}s^2 + (a_{12}b_{21} - a_{22}b_{11} + ub_{21})s + (a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})u}{(s^2 - (a_{11} + a_{22})s + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}))u^2} \quad (4.7)$$

因此频率响应特性函数为

$$G(j\omega)_{\kappa-\delta_F} = \frac{\kappa(j\omega)}{\delta_F(j\omega)} = \frac{-b_{11}\omega^2 + (a_{12}b_{21} - a_{22}b_{11} + ub_{21})j\omega + (a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})u}{(-\omega^2 - (a_{11} + a_{22})j\omega + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}))u^2} \quad (4.8)$$

其 Bode 图如图 4.2 所示。

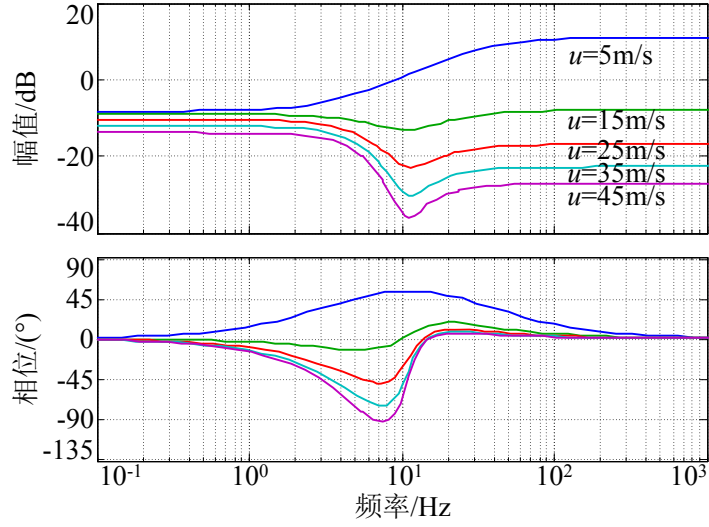


图 4.2 曲率到前轮偏角的传递函数频响特性 Bode 图

由图 4.2 可知，低速时随着频率的增加对数增益也增加，且具有超前相位；高速时随着频率的增加对数增益减小，相位滞后。低频时，随着车速的增加对数增益减小；而高频时随着车速的增加，对数增益也减小，且其减小量比低频时大。这里比较关心  $\omega=0$  的情形。 $\omega=0$  表示前轮偏角  $\delta_F$  为常数，车辆在固定前轮偏角输入时稳态圆周行驶轨迹曲率和前轮偏角之间的关系。式 (4.8) 中取  $\omega=0$ ，并结合式 (3.19)，得到

$$\frac{\kappa}{\delta_F} = \frac{(a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})}{(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})u} = \frac{1}{l + Ku^2} \quad (4.9)$$

式中， $l$  为车辆轴距，即  $l=l_F+l_R$ ，m； $K$  为不足转向梯度， $s^2/m$ ，定义为<sup>[91]</sup>

$$K = \frac{ml_F}{C_R l} - \frac{ml_R}{C_F l} = \frac{m_R}{C_R} - \frac{m_F}{C_F} \quad (4.10)$$

根据式 (4.9) 绘制曲率和前轮偏角的比值随车速的变化曲线，如图 4.3 所示。

由图可知，随着车速的增加曲率与前轮偏角的比值减小，也就是在相同的前轮偏角作用下，车辆行驶速度越快，行驶轨迹的曲率也越小。另外，为了使车辆行驶轨迹曲率相同，车辆行驶速度越快时所需的前轮偏角越大。这明显是不足转向车辆的稳态特性。

进一步的，当车速小于 5m/s 时， $Ku^2 \approx l/100$ ，式 (4.9) 中忽略此项，得到

$$\frac{\kappa}{\delta_F} \approx \frac{1}{l} \Rightarrow \delta_F \approx \kappa l \quad (4.11)$$

式 (4.11) 表示经典的阿克曼转向，此时车辆行驶轨迹曲率与前轮偏角成线性关

系，且不依赖于行驶速度。

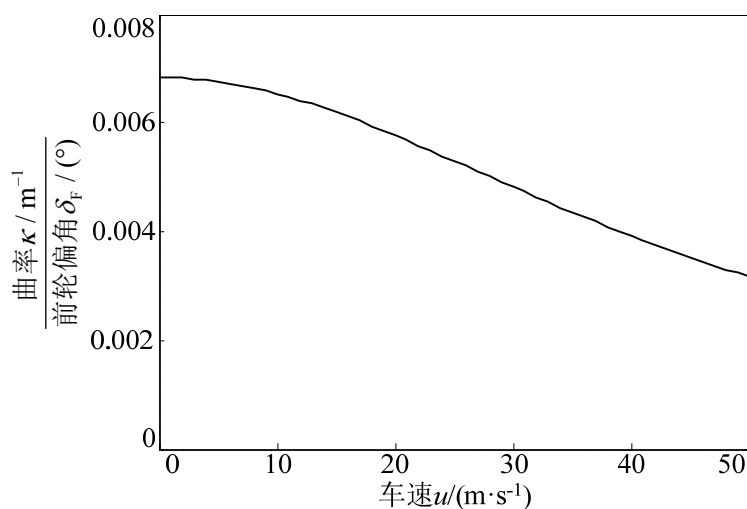


图 4.3 曲率和前轮偏角的比值随车速的变化曲线

式 (4.9) 表示前轮偏角  $\delta_F$ 、车辆行驶轨迹曲率  $\kappa$  和车速  $u$  三个变量间的关系。根据式 (4.9)，画出不同车速、不同曲率对应的前轮偏角，见图 4.4。

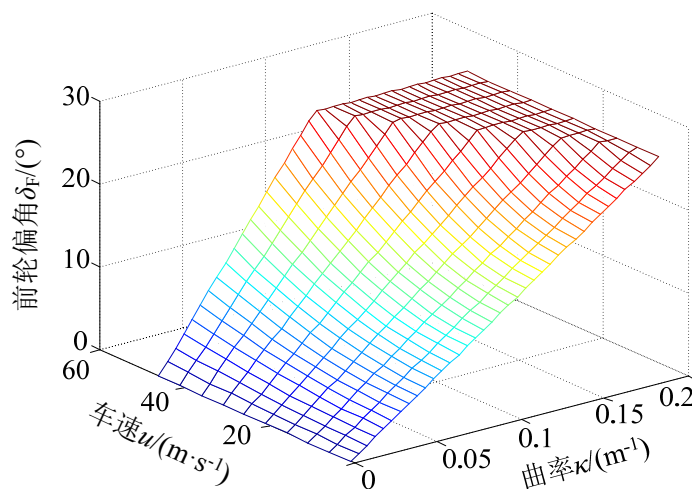


图 4.4 前轮偏角、曲率和车速之间的关系

由图 4.4 可知，车速越高，前轮偏角和曲率之间的斜率越大。然而图 4.4 没有考虑车辆实际行驶时的动力学约束，如横向加速度约束。高速行驶时的较大前轮偏角会导致较大的横向加速度，较大的横向加速度不仅影响乘坐舒适性还可能使车辆产生侧翻。因此，为了保证车辆曲线行驶时不发生侧翻，并且具有良好的乘坐舒适性，必须对横向加速度进行约束，即

$$a_y = \kappa u^2 \leq a_{y\max} \quad (4.12)$$

根据右端  $a_{y\max}$  的值不同, 所限制约束也不同, 也就是说  $a_{y\max}$  是根据不同限制条件来确定的。

本文以曲线行驶车辆的乘坐舒适性要求和不发生侧翻要求来确定  $a_{y\max}$  值。根据乘坐舒适性要求  $a_{y\max}$  值取为  $0.2g^{[102]}$ , 不发生侧翻为要求的横向加速度则由式 (4.13) 计算。假设车辆是刚性的, 根据车辆准静态侧翻条件同时考虑由于悬架和轮胎的变形引起的阈值 10%, 那么平直路面上行驶的刚性车辆发生准静态侧翻时的横向加速度为

$$\frac{a_{y\text{rollover}}}{g} = \frac{B}{2h_g \times 110\%} \quad (4.13)$$

式中,  $B$  为轮距, m;  $h_g$  为质心高度, m;  $g$  为重力加速度, 其值为  $9.8\text{m/s}^2$ 。

根据车辆不发生侧翻为依据的横向加速度和乘坐舒适性的横向加速度, 则可以得到不同车速下的前轮偏角最大值, 如图 4.5 所示。

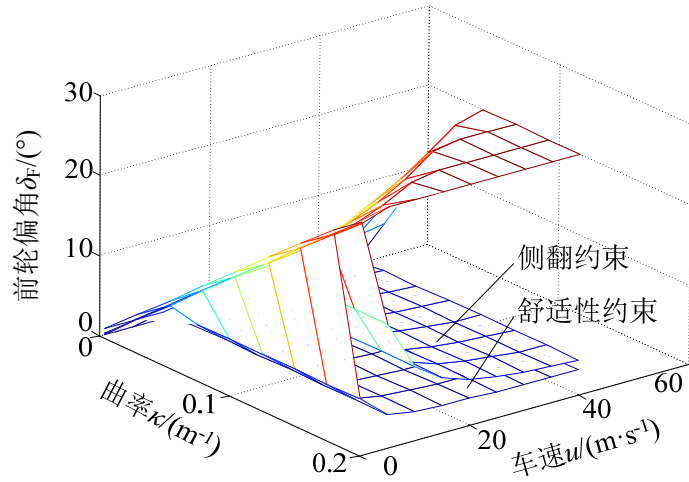


图 4.5 横向加速度约束条件下的前轮偏角、曲率和车速之间关系

将图 4.5 投影到车速-前轮偏角平面上, 则可得到如图 4.6 所示的二维图。图中红线表示根据不同的约束条件限制的最大前轮偏角值。为了保证其乘坐舒适性和安全性, 随着车速的提高, 所能控制的前轮偏角范围急剧减小。当车速超过  $10\text{m/s}$  时, 根据乘坐舒适性限制的前轮偏角范围已小于  $\pm 5^\circ$ ; 而根据不发生侧翻的安全性为限制的前轮偏角范围为  $\pm 15^\circ$ 。这表明在实现智能车辆自动转向控制系统时, 在一些恶劣环境下可允许前轮偏角超过  $0.2g$  的乘坐舒适性为约束的曲线, 但是不能超过以不发生侧翻为约束的曲线范围。同时, 图 4.6 也表示不同车速下所能行驶的期望道路的曲率范围。智能车辆以  $10\text{m/s}$  行驶时, 为了沿曲率为  $0.07\text{m}^{-1}$  的道路行驶, 必须先减速到  $5\text{m/s}$  以下后才能通过控制前轮偏角实现期望道路的跟踪。否则不能保证车辆乘坐舒适性。

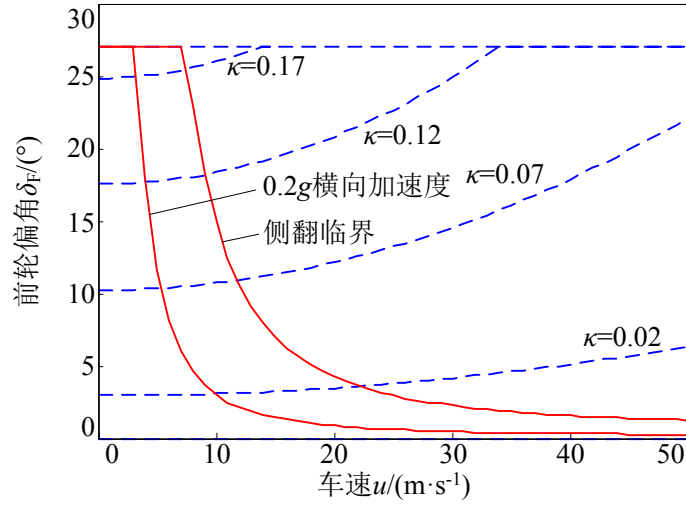


图 4.6 横向加速度约束条件下前轮偏角与车速的关系

由上述分析知，图 4.6 所示的前轮偏角和车速关系为自动转向控制系统设计提出新的要求。车速较高时，所能控制的前轮偏角范围较小，因此前轮偏角的控制分辨率必须适当增加，以保证精确的道路跟踪。车速较低时，从自动转向控制系统设计方便的角度出发，前轮偏角控制分辨率可适当减小。

#### 4.1.4 车辆行驶轨迹与前轮偏角变化率的关系

前轮偏角决定了行驶轨迹曲线的曲率，而前轮偏角的变化率将决定行驶轨迹曲率的变化率。由于自动转向执行机构的功率限制，前轮偏角变化率是有限制的，因此实际行驶轨迹曲率的变化率也将受限制。曲率的变化率是车辆行驶轨迹的三阶导数，同时冲击度也是位移的三阶导数，因此曲率变化率与横向冲击度是相互关联的。

本节分析前轮偏角变化率和车辆行驶轨迹曲率变化率之间的关系，根据乘坐舒适性的要求限制横向冲击度来得到满足约束的前轮偏角变化率范围。本节的分析同样依据满足前面的假设条件。

曲率变化率  $c$  定义为曲率随弧长的变化，即

$$c = \frac{d\kappa}{ds} \quad (4.14)$$

而弧长可由车辆行驶状态得出

$$ds = \sqrt{\dot{X}(t)^2 + \dot{Y}(t)^2} dt = v dt \approx u dt \quad (4.15)$$

曲率对时间求导，则

$$\frac{d\kappa}{dt} = (\ddot{\psi} + \ddot{\beta}) \frac{1}{u} = (\dot{\omega}_r u + \ddot{v}) \frac{1}{u^2} \quad (4.16)$$



因此曲率变化率为

$$c = \frac{d\kappa}{ds} = \frac{d\kappa}{dt} \frac{dt}{ds} = (\dot{\omega}_r u + \ddot{v}) \frac{1}{u^3} \quad (4.17)$$

结合曲率变化率公式 (4.17) 和车辆行驶轨迹曲率方程 (4.2)，得到曲率变化率  $c$  到前轮偏角变化率  $\dot{\delta}_F$  的传递函数为

$$G(s)_{c-\dot{\delta}_F} = \frac{c(s)}{\dot{\delta}_F(s)} = \frac{s(\omega_1 u + s v)}{s \dot{\delta}_F} \frac{1}{u^2} = \frac{1}{u} G(s)_{\kappa-\dot{\delta}_F} \quad (4.18)$$

其频响特性函数为

$$G(s)_{c-\dot{\delta}_F} = \frac{-b_{11}\omega^2 + (a_{12}b_{21} - a_{22}b_{11} + ub_{21})j\omega + (a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})u}{(-\omega^2 - (a_{11} + a_{22})j\omega + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}))u^3} \quad (4.19)$$

根据传递函数 (4.19) 就可以得到 Bode 图，如图 4.7 所示。

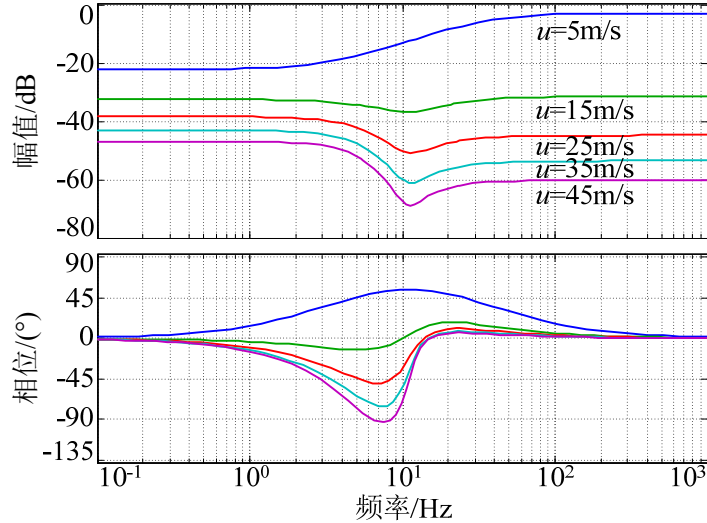


图 4.7 曲率变化率到前轮偏角变化率的传递函数频响特性 Bode 图

由图 4.7 可见，低速时随着频率的提高，对数增益增加，并且具有超前相位；高速时随着频率的提高，对数增益减小，且具有滞后相位。低频时随着车速的提高，对数增益减小；高频时随着车速的提高，对数增益也减小，且减小幅度比低频时大。如同 4.1.3 节的分析，考虑  $\omega=0$  的情形。 $\omega=0$  表示前轮偏角变化率  $\dot{\delta}_F$  为常数，即车辆在固定前轮偏角变化率输入时圆周行驶轨迹曲率变化率和前轮偏角变化率之间的关系。式 (4.19) 中  $\omega=0$ ，得到

$$\frac{c}{\dot{\delta}_F} = \frac{(a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})}{(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})u^2} = \frac{1}{lu + Ku^3} \quad (4.20)$$

绘制曲率变化率与前轮偏角变化率比值随车速的变化曲线，如图 4.8 所示。

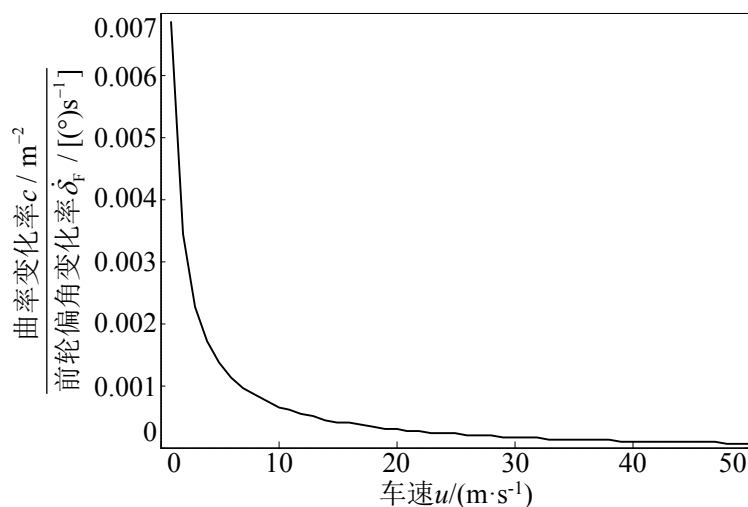


图 4.8 曲率变化率和前轮偏角变化率的比值随车速的变化曲线

由图 4.8 可知，随着车速的提高曲率变化率和前轮偏角变化率的比值急剧减小，表明在相同前轮偏角变化率输入下，高速时车辆行驶轨迹曲率的变化率小于低速时的曲率变化率。另外，当车速小于 5m/s 时，式（4.20）简化得到

$$\frac{c}{\dot{\delta}_F} \approx \frac{1}{lu} \Rightarrow \dot{\delta}_F \approx clu \quad (4.21)$$

式（4.21）表示车辆行驶轨迹曲率变化率与前轮偏角变化率之间的关系依赖于行驶速度。式（4.20）表示前轮偏角变化率  $\dot{\delta}_F$ 、车辆行驶轨迹曲率变化率  $c$  和车速  $u$  三个变量间的关系，如图 4.9 所示。

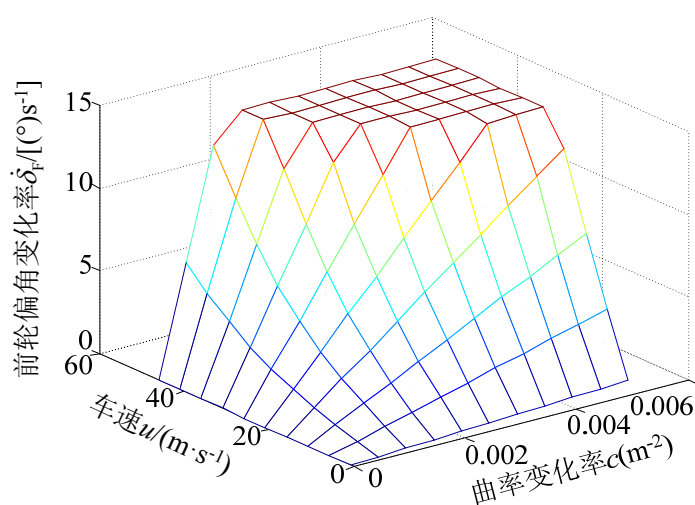


图 4.9 前轮偏角变化率、曲率变化率和车速之间的关系

由图 4.9 可知，随着车速的提高，前轮偏角变化率和曲率变化率之间的斜率增大。

因此，实现自动转向控制时，必须根据乘坐舒适性的要求通过限制横向冲击度来限制不同车速下、不同弯道曲率变化率下的前轮偏角变化率的最大值。

由于横向冲击度是横向加速度随时间的导数，得到

$$j = \frac{da_y}{dt} = \dot{\kappa}u^2 = cu^3 \quad (4.22)$$

根据乘坐舒适性的要求，冲击度要小于  $0.1g/s^{[102, 103]}$ 。因此

$$j = cu^3 \leq j_{\max} \quad (4.23)$$

其中， $j_{\max}$  取  $0.1g/s$ 。

以横向冲击度的限制绘制曲率变化率、前轮偏角变化率和车速间的关系，见图 4.10。该图投影到车速-前轮偏角变化率平面上，则得到如图 4.11 所示的二维图。

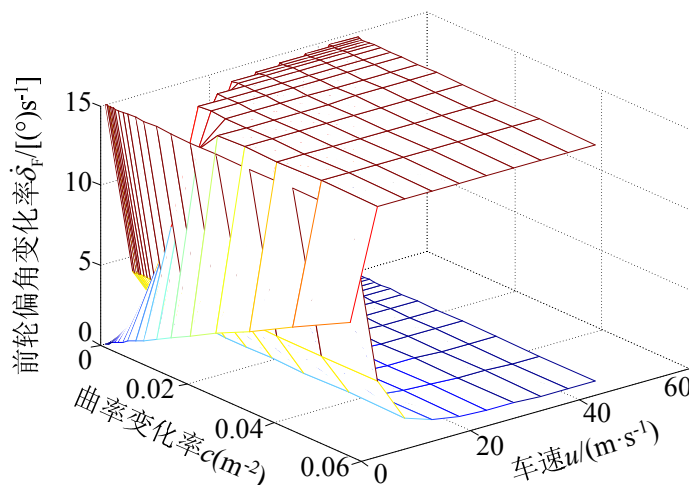


图 4.10 横向冲击度约束条件下的前轮偏角变化率、曲率变化率和车速之间关系

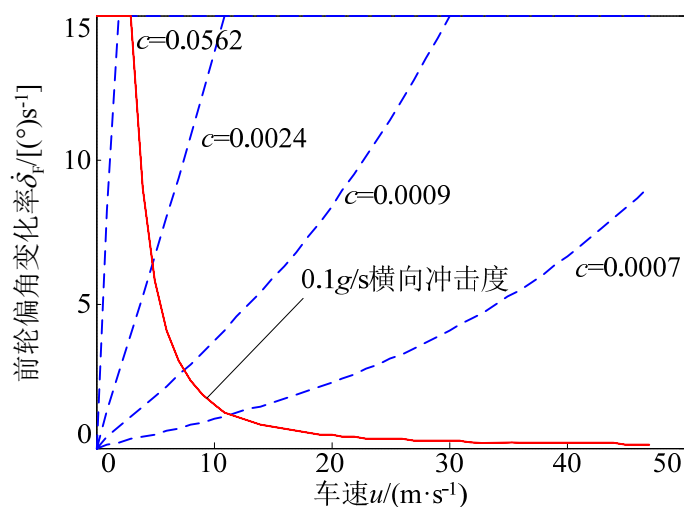


图 4.11 横向冲击度约束条件下前轮偏角变化率与车速的关系

图 4.11 中, 红线以下部分为所能控制的前轮偏角变化率范围, 该范围随着车速的增加, 大幅度减小。这表明车辆在高速行驶时, 必须限制前轮偏角变化率, 同时需要提高前轮偏角变化率的分辨率。当车辆以 10m/s 行驶时, 所能控制的前轮偏角变化率范围为 $\pm 2^\circ/\text{s}$ 。同时图 4.11 又表示一定车速下行驶的车辆所能经过的道路曲率变化率范围。当车辆以 10m/s 行驶时, 所能通过的道路的曲率变化率最大不能超过  $0.0008\text{m}^{-2}$ , 否则不能保证满足横向冲击度约束。

#### 4.1.5 车辆行驶轨迹数值计算

在设计和实现智能车辆自动转向系统时通常需要计算车辆未来一段时间内的车辆行驶轨迹, 用于预测车辆未来运动。通过预测轨迹不仅可以分析当前所施加的转向控制量是否准确, 同时为规划决策系统提供依据。预测未来一段时间内的车辆行驶轨迹, 不仅与车辆轨迹模型和计算算法有关, 同时与预测时间段有关。该预测时间段就表示预瞄时间。针对预瞄时间选取问题将在 4.3 节中进行详细阐述。

式 (4.2) 描述了在期望前轮偏角  $\delta_{\text{Fd}}$  输入下的车辆行驶轨迹方程。为实时计算车辆未来一段时间内的轨迹, 必须采用数值计算方法求解式 (4.2) 描述的常微分方程。计算时初始值可通过车载传感器和状态估计算法直接给出。

常微分方程的数值计算有很多种方法, 如欧拉法、休恩法、泰勒级数法、龙格-库塔法等<sup>[104, 105]</sup>。其中龙格-库塔法由于计算精度高、算法稳定、易于编程等优点, 是数值计算常微分方程的常用算法。本节采用龙格-库塔-费尔伯格(Runge-Kutta-Fehlberg)方法来计算车辆行驶轨迹。该方法较经典的 4 级 4 阶龙格-库塔法计算速度更快, 适合于控制系统的实时计算中。

车辆行驶过程中采集车辆状态, 即车辆行驶速度、前轮偏角及变化率、车辆实时位置, 并通过 MATLAB 环境下搭建车辆行驶轨迹模型离线预测车辆行驶轨迹。其中车辆行驶速度、前轮偏角及变化率是通过车上 CAN 总线直接获取, 车辆实时位置是通过差分 GPS (Differential GPS) 获取。车辆行驶状态采集周期为 10ms。另外, 预测时间选取为 2s, 因此模型的输入, 即期望前轮偏角  $\delta_{\text{Fd}}$  为 2s 后的前轮偏角。

经 MATLAB 环境下的计算, 比较 2s 预测轨迹曲线与 2s 后的实际轨迹曲线, 如图 4.12 所示。图 4.12 (a) 和 (b) 中看出车辆所行驶的工况包括直线和曲线、加速和减速。图 4.12 (a) 表示实际轨迹与预测轨迹, 图 4.12 (b) 表示行驶过程中车辆的车速和前轮偏角、误差随时间的变化历程。误差定义为预测轨迹与实际轨迹间距离。图中看出在车辆行驶阶段预测轨迹与实际轨迹基本一致, 同时图 4.12 (b) 表明在整个

车辆行驶阶段误差不超过 4m，即该方法能较好的预测车辆实时行驶估计。结合图 4.12 (a)、(b) 和 (c) 看出误差主要来源于两方面：一是行驶时车辆的加减速、另一个是车辆在弯道行驶时控制前轮偏角。下面重点分析弯道加减速和直道加减速工况。

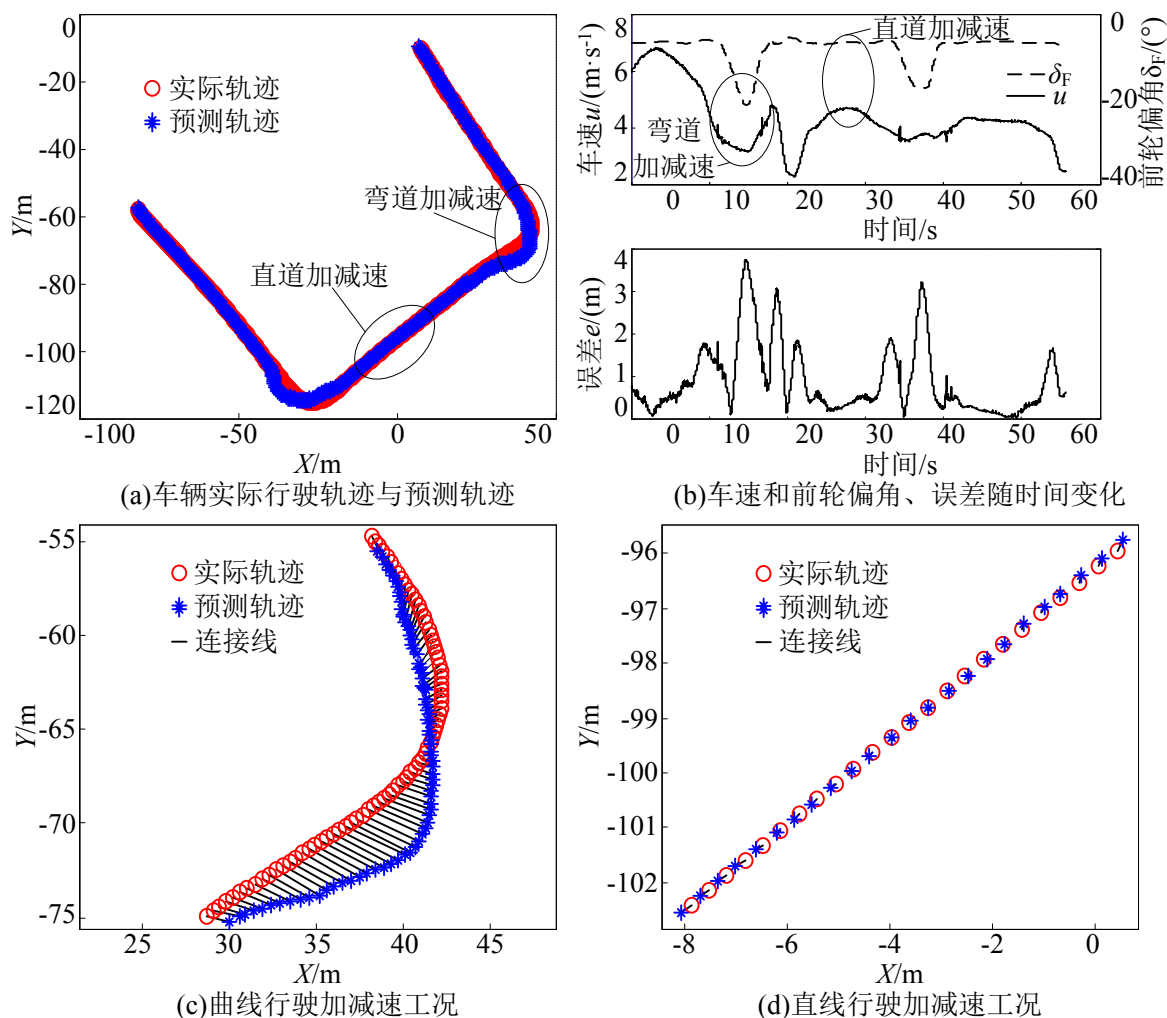


图 4.12 2s 预测时间对应的车辆行驶实际轨迹与预测轨迹对比

图 4.12 (c) 表示弯道上加减速时预测轨迹与实际轨迹。图中看出由于采用 2s 后的前轮偏角作为期望前轮偏角，模型中计算由当前前轮偏角到期望前轮偏角的值。而模型计算的前轮偏角值是从当前前轮偏角到期望前轮偏角单向变化的，然而由图 4.12 (b) 看出实际的前轮偏角是以先增加后减小的方式到达实际值的。因此模型预测计算的轨迹与实际轨迹在前轮偏角来回变化时出现较大的误差。也就是说模型中的前轮偏角不能来回变化，只是按照单向变化。另外由图 4.12 (c) 中看出前轮偏角增加阶段，预测轨迹提前于实际轨迹，而前轮偏角减小阶段，预测轨迹滞后于实际轨迹。这是由于增加前轮偏角时车速减小，减小前轮偏角时车速增加的缘故。

图 4.12 (d) 表示直道上加减速时预测轨迹与实际轨迹。容易看出加速阶段预测轨迹滞后于实际轨迹，而减速阶段预测轨迹提前于实际轨迹。同时由图 4.12 (b) 知，直道上行驶时由于加减速引起的误差不大于 0.5m。

由分析结果知，文中提出的车辆行驶轨迹模型和预测方法简单实用，可满足车辆行驶轨迹预测的精度要求。

## 4.2 自动转向开环系统分析

自动转向开环系统的分析主要研究以期前轮偏角为输入，车辆与道路之间的横向位置偏差和方向偏差为输出的系统中不同的参数对输入-输出的影响。第 3 章对车辆-道路系统建立了数学模型，并用状态空间表达式表述。文中采用式 (3.47) 来描述的车辆-道路系统模型，分析不同参数对系统性能的影响。为了简化分析，忽略道路曲率干扰，分析从前轮偏角到横向位置偏差之间的传递函数。式 (3.47) 中看出该传递函数取决于车辆横向动力学模型参数、预瞄距离和行驶车速。因此，本节针对车速、预瞄距离等对系统动态特性的影响进行深入分析。另外，分析开环系统的能控性和能观性，为控制器的设计提供依据。

### 4.2.1 自动转向开环系统传递函数

为简化分析，不考虑道路曲率干扰的影响，那么式 (3.47) 简化为

$$\begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{\omega}_r \\ \Delta \dot{\psi}_0 \\ \Delta \dot{y}_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & L & u & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \omega_r \\ \Delta \psi_0 \\ \Delta y_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta_F = A_v \begin{bmatrix} v \\ \omega_r \\ \Delta \psi_0 \\ \Delta y_L \end{bmatrix} + B_v \delta_F \quad (4.24)$$

为得到前轮偏角与预瞄点处横向偏差之间的传递函数，输出矩阵选取为  $C_v=[0, 0, 0, 1]$ 。同时，对式 (4.24) 中的系统矩阵和控制矩阵进行分块表示，得

$$A_v = \left[ \begin{array}{cc|cc} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 \\ \hline 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & L & u & 0 \end{array} \right] = \begin{bmatrix} A_{v11} & A_{v12} \\ A_{v21} & A_{v22} \end{bmatrix}, B_v = \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{v11} \\ B_{v21} \end{bmatrix}, C_v^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{v11}^T \\ C_{v12}^T \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

另外，由状态空间表达式计算传递函数为<sup>[106]</sup>

$$G(s)_{\Delta y_L - \delta_F} = \frac{\Delta y_L(s)}{\delta_F(s)} = C_v (sI - A_v)^{-1} B_v \quad (4.26)$$

式 (4.25) 代入 (4.26)，并进行简化得到前轮偏角到横向位置偏差的传递函数

$$\begin{aligned}
 G(s)_{\Delta y_L - \delta_F} &= C_v (sI - A_v)^{-1} B_v \\
 &= C_v \begin{pmatrix} (sI - A_{v11})^{-1} & 0 \\ (sI - A_{v22})^{-1} A_{v21} (sI - A_{v11})^{-1} & (sI - A_{v22})^{-1} \end{pmatrix} B_v \\
 &= \frac{(b_{11} + Lb_{21})s^2 + (b_{21}u - a_{11}b_{21}L - a_{22}b_{11} + a_{21}b_{11}L + a_{12}b_{21})s + (a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})u}{s^2((s - a_{11})(s - a_{22}) - a_{21}a_{12})}
 \end{aligned} \quad (4.27)$$

因此，自动转向开环系统极点为

$$s^2((s - a_{11})(s - a_{22}) - a_{21}a_{12}) = 0 \quad (4.28)$$

开环系统零点为

$$(b_{11} + Lb_{21})s^2 + (b_{21}u - a_{11}b_{21}L - a_{22}b_{11} + a_{21}b_{11}L + a_{12}b_{21})s + (a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})u = 0 \quad (4.29)$$

由式 (4.28) 知，自动转向开环系统有四个极点。其中有一对零值极点，即两个极点位于复平面的原点，另外两个极点取决于车辆参数，是二自由度车辆横向模型的极点。一对零值极点表示车辆不论在平直道路的何处，都能通过控制前轮偏角自由地行驶。这一对零值极点也表示，若前轮偏角控制不当，横向位置偏差  $\Delta y_L$  将会无限增大。另外，式 (4.28) 表示开环系统的极点只与车辆参数和速度  $u$  有关，与预瞄距离  $L$  无关。式 (4.29) 的开环系统零点表示自动转向开环系统具有两个零点，且这两个零点不仅与速度  $u$  有关，还与预瞄距离  $L$  有关。

由上述分析知，从前轮偏角到预瞄点处横向位置偏差的传递函数式 (4.27) 可表示为从前轮偏角到预瞄点处的横向加速度的传递函数，即

$$G(s)_{\Delta y_L - \delta_F} = \frac{\Delta y_L(s)}{\delta_F(s)} = \frac{1}{s^2} \frac{\Delta \ddot{y}_L(s)}{\delta_F(s)} = \frac{1}{s^2} G(s)_{\Delta \ddot{y}_L - \delta_F} \quad (4.30)$$

其中，

$$\begin{aligned}
 G(s)_{\Delta \ddot{y}_L - \delta_F} &= \frac{(b_{11} + Lb_{21})s^2 + (b_{21}u - a_{11}b_{21}L - a_{22}b_{11} + a_{21}b_{11}L + a_{12}b_{21})s + (a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})u}{((s - a_{11})(s - a_{22}) - a_{21}a_{12})}
 \end{aligned} \quad (4.31)$$

显然，式 (4.27) 和 (4.31) 所表示的开环系统本质是一致的。同时，式 (4.31) 不具有开环零值极点，因此有助于系统分析。式 (4.31) 中若  $L=0$ ，则表示前轮偏角到质心处横向加速度的传递函数。

## 4.2.2 车速和预瞄距离对开环系统影响

### 4.2.2.1 车速对开环系统零极点分布的影响

基于自动转向开环系统传递函数，重点分析车速和预瞄距离对开环系统的影响。主要通过绘制不同车速和预瞄距离下的 Bode 图和零极点分布图来分析车速的增加对开环系统频率特性和零极点分布的影响，以及预瞄距离的增加对开环系统频率特性和零点分布的影响。

首先分析车速对开环系统的影响。此时，固定预瞄距离为 10m，车速从 5m/s 增加到 45m/s，由传递函数公式 (4.27) 绘制频率特性，同时根据开环零极点公式 (4.28) 和 (4.29) 绘制不同车速下的零极点分布图，如图 4.13 所示。

从图 4.13 (a) 的 Bode 图中看出，随着车速  $u$  的增加，低频时的对数增益明显减小，相位超前量也明显减小。但是由于预瞄距离选取为 10m，在整个频率范围内具有超前相位。从图 4.13 (b) 的开环系统零极点分布图中看出，车速较低时，开环系统具有实极点。随着车速的增加，实极点变成共轭极点，并且向虚轴移动。这表明随着车速的增加开环系统极点的阻尼比减小。随着车速的增加，开环系统的零点也从实数变成共轭复数，且向虚轴移动。这表明随着车速的增加开环系统零点的阻尼比也减小。

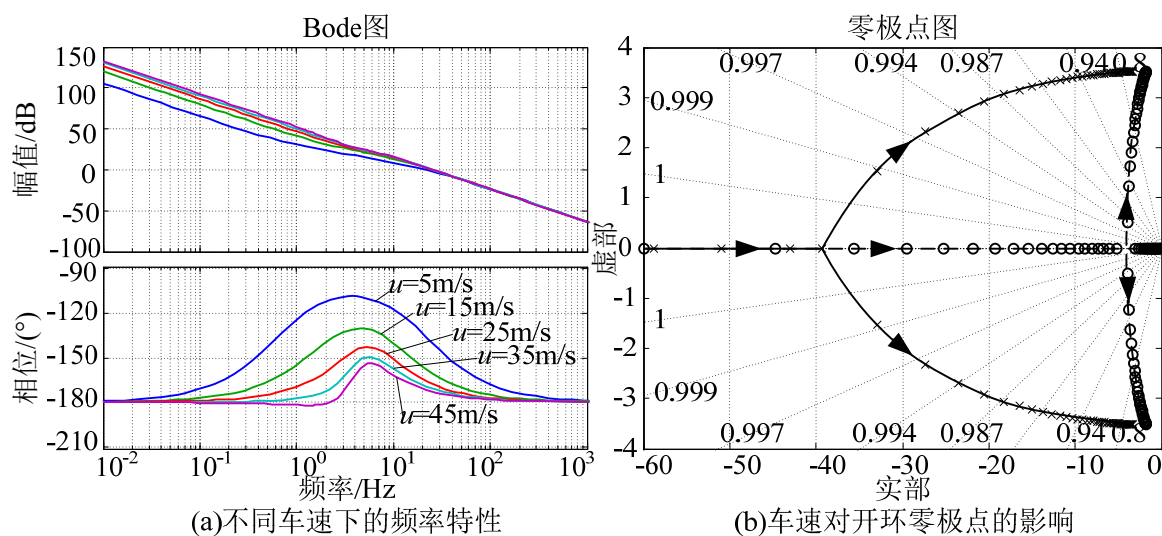


图 4.13 车速对开环系统影响

### 4.2.2.2 预瞄距离对开环系统零极点分布的影响

下面分析预瞄距离对开环系统的影响。此时固定车速为 30m/s，预瞄距离从 0m 增加到 75m，由传递函数公式 (4.27) 绘制频率特性，同时根据开环零极点公式 (4.28) 和 (4.29) 绘制不同车速下的零极点分布图。图 4.14 所示为不同预瞄距离下的频率特



性和零极点分布图。

从图 4.14 (a) 的 Bode 图中看出, 预瞄距离  $L$  的增加对低频时的对数增益无明显作用, 只是一定程度的增加高频时的对数增益。但是预瞄距离对相频特性的影响较大, 随着预瞄距离增加, 相位滞后明显减小。也就是说高速行驶时, 较大预瞄距离使得开环系统具有相位超前, 且随着预瞄距离的进一步增加相位超前量也增加。这就是为什么驾驶员开车时需要前视的原因。但是预瞄距离的增加对超前相位的作用有限, 因此不必为了提高相位超前量盲目增加预瞄距离。从图 4.14 (b) 的开环系统零极点分布图中也看出这一点。随着预瞄距离的增加开环零点向实轴移动, 增加开环零点的阻尼比。但是预瞄距离增加到一定程度以后开环零点已位于实轴上, 此时继续增加预瞄距离也无法提高开环零点的阻尼比。另外, 图中看出预瞄距离对开环极点没有影响。

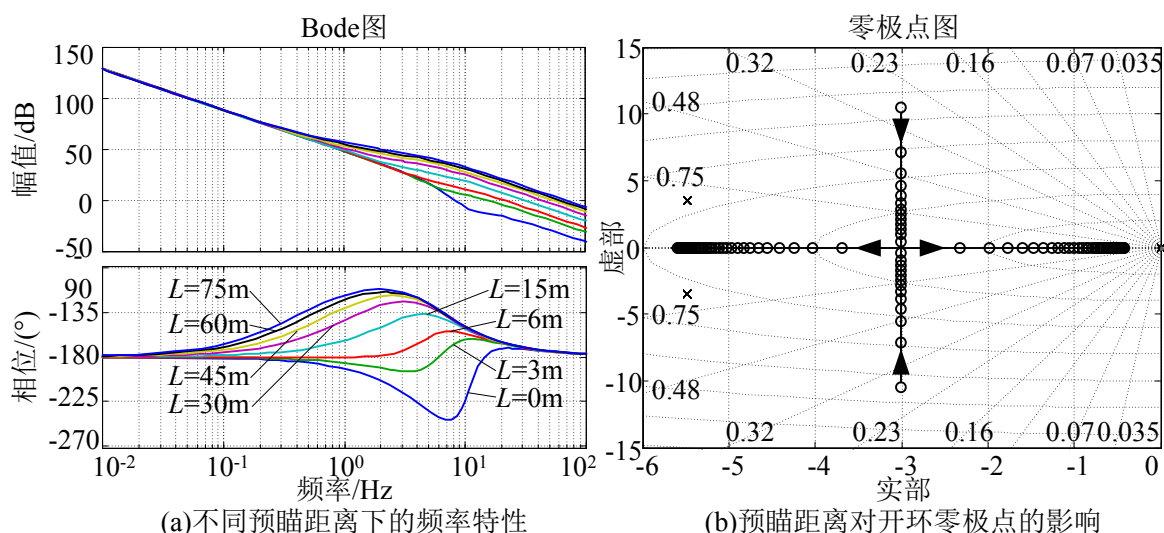


图 4.14 预瞄距离对开环系统的影响

#### 4.2.2.3 车速和预瞄距离对开环系统零极点阻尼比的影响

下面分析开环系统零点和极点的阻尼比随车速、预瞄距离变化的定量关系。在 4.2.2.1 节中通过频域特性和零极点分布的分析指出, 随着车速的增加, 开环系统极点和零点的阻尼比均减小。由式 (4.31) 知, 开环系统极点和零点的阻尼比分别为

$$\begin{cases} \xi_p = \frac{-(a_{11} + a_{22})}{2\sqrt{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}}} \\ \xi_z = \frac{(b_{21}u - a_{11}b_{21}L - a_{22}b_{11} + a_{21}b_{11}L + a_{12}b_{21})}{2\sqrt{(a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})u(b_{11} + Lb_{21})}} \end{cases} \quad (4.32)$$

图 4.15 所示为开环系统零点和极点的阻尼比随车速和预瞄距离变化关系。图中看

出,随着车速的增加,开环系统极点和零点的阻尼比都减小,且零点的阻尼比减小得更快。而随着预瞄距离的增加,开环系统零点的阻尼比增加、极点的阻尼比不变。

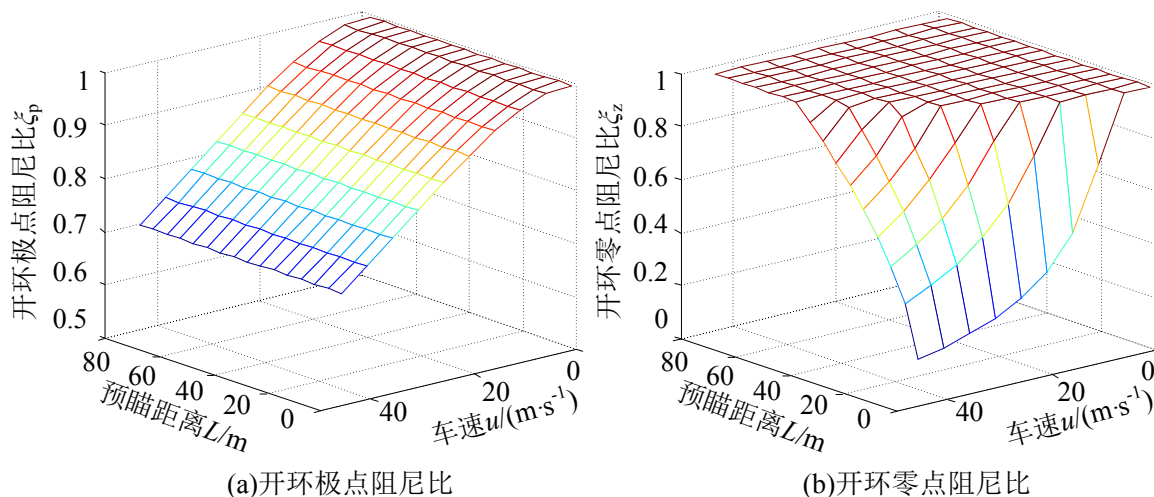


图 4.15 开环系统零点和极点的阻尼比随车速和预瞄距离变化关系

由上述分析知,随着车速的提高,应该适当增加预瞄距离,以便提高稳定性和增加系统滞后相位。同时,预瞄距离增加到一定程度以后其进一步增加对系统零极点的阻尼比和相位滞后不具有明显效果。针对预瞄距离选取方法,在 4.4 节中详细阐述。

### 4.2.3 自动转向开环系统的能控性和能观性

系统的能控性、能观性不仅影响系统稳定性等性能,又是设计状态反馈、最优控制等的必要前提。粗略地讲,如果每一个状态变量都与控制变量直接或间接关联,则系统状态完全能控;如果每一个状态都能直接或间接由输出变量得到,则系统状态完全能观<sup>[107]</sup>。

#### 4.2.3.1 自动转向开环系统能控性

根据能控性的概念和定义,对于连续定常系统,其状态完全能控的充要条件是由  $A$ 、 $B$  构成的状态能控性矩阵  $M$ :

$$M = [B \mid AB \mid A^2B \mid \cdots \mid A^{n-1}B] \quad (4.33)$$

满秩,即  $\text{rank}(M)=n$ 。否则,当  $\text{rank}(M)<n$  时,系统为不能控。式中,  $n$  为状态向量维数<sup>[106, 107]</sup>。

由式 (4.25) 得到  $A$  和  $B$ , 因此状态能控性矩阵  $M$  为

$$M = \begin{bmatrix} B & AB & A^2B & \cdots & A^{n-1}B \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} B_{v11} & A_{v11}B_{v11} & A_{v11}^2B_{v11} & \cdots & A_{v11}^{n-1}B_{v11} \\ 0 & A_{v21}B_{v11} & (A_{v21}A_{v11} + A_{v21}A_{v21})B_{v11} & \cdots & (A_{v21}A_{v11}^2 + A_{v21}A_{v21}A_{v11})B_{v11} \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

为判断能控性矩阵的秩是否与状态向量维数( $n=4$ )一致, 计算能控性矩阵  $M$  的行列式。文献[108]指出, 能控性矩阵  $M$  的行列式可简化为

$$\det(M) = \det(B_{v11} \quad A_{v11}B_{v11}) \times \det((A_{v21}A_{v11} + A_{v22}A_{v21})B_{v11} \quad (A_{v21}A_{v11}^2 + A_{v22}A_{v21}A_{v11})B_{v11}) \quad (4.35)$$

由行列式的基本性质, 对式 (4.35) 进行简化, 得到

$$\det(M) = \det(B_{v11} \quad A_{v11}B_{v11}) \det(B_{v11} \quad A_{v11}B_{v11}) \det(A_{v21}A_{v11} + A_{v22}A_{v21}) \quad (4.36)$$

为了使能控性矩阵  $M$  的秩为 4, 式 (4.35) 需要满足以下条件,

$$\begin{cases} \det(B_{v11} \quad A_{v11}B_{v11}) \neq 0 \\ \det(A_{v21}A_{v11} + A_{v22}A_{v21}) \neq 0 \end{cases} \quad (4.37)$$

把式 (4.25) 和 (3.19) 的矩阵、变量代入到式 (4.37), 得到

$$\begin{cases} \frac{I_z C_F^2 C_R (l_F + l_R)}{m^2 I_z u} + \frac{m^2 C_F^2 l_F^2 u^2}{m^2 I_z u} - \frac{m C_F^2 C_R l_F l_R (l_F + l_R)}{m^2 I_z u} \neq 0 \\ \frac{-C_F C_R (l_F + l_R)^2}{m I_z u^2} \neq 0 \end{cases} \quad (4.38)$$

当  $u > 0$  时, 式 (4.38) 中的第二式恒成立。而第一式是否等于 0 取决于车速  $u$  的取值, 令第一式等于 0, 则得到对应的临界车速  $u_n$  为

$$u_n = \sqrt{\frac{C_R (l_F + l_R) (m l_F l_R - I_z)}{m^2 l_F^2}} \quad (4.39)$$

式中看出, 当  $I_z > m l_F l_R$  时,  $u_n$  为虚根, 没有实际物理意义。当  $I_z \leq m l_F l_R$  时,  $u_n$  具有实根, 此时, 若  $u = u_n$ , 那么自动转向系统 (4.25) 的状态不完全能控。实际上,  $u_n$  值与车辆参数有关, 与车速无关。因此车辆参数确定之后,  $u_n$  值为固定值。由表 3.2 的车辆参数计算得到, 本文研究车辆中, 恒满足,  $I_z > m l_F l_R$ 。因此, 文中研究车辆的自动转向系统 (4.25) 中状态完全能控。

#### 4.2.3.2 自动转向开环系统能观性

根据能观性的概念和定义, 连续定常系统状态完全能观测的充要条件是能观性矩

阵  $N$ :

$$N^T = [C^T \mid A^T C^T \mid (A^T)^2 C^T \mid \cdots \mid (A^T)^{n-1} C^T] \quad (4.40)$$

满秩, 即  $\text{rank}(N)=n$ 。否则, 当  $\text{rank}(N)<n$  时, 系统为不能完全观测。式中,  $n$  为状态向量维数<sup>[106, 107]</sup>。

由式 (4.25) 得到  $A$  和  $C$ , 因此能观性矩阵  $N$  为

$$N = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & L & u & 0 \\ m_{31} & m_{32} & 0 & 0 \\ m_{41} & m_{42} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

式中,  $m_{31}=a_{11}+La_{21}$ ,  $m_{32}=a_{12}+u+La_{22}$ ,  $m_{41}=a_{11}m_{31}+a_{21}m_{32}$ ,  $m_{42}=a_{12}m_{31}+a_{22}m_{32}$ 。

能观性矩阵  $N$  的行列式可简化为

$$\det(N) = \det\left(\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ u & 0 \end{bmatrix}\right) \times \det\left(\begin{bmatrix} m_{31} & m_{32} \\ m_{41} & m_{42} \end{bmatrix}\right) = u(m_{31}m_{42} - m_{32}m_{41}) \quad (4.42)$$

为使能观性矩阵  $N$  的秩为 4, 需要满足以下条件

$$\begin{cases} u \neq 0 \\ m_{31}m_{42} - m_{32}m_{41} \neq 0 \end{cases} \quad (4.43)$$

由假设知, 式 (4.43) 中第一式恒成立。第二式进一步简化为

$$(a_{21}(u+a_{12})-a_{11}a_{22})(L^2a_{21}+La_{11}-La_{22}-u-a_{12})-u(La_{21}+a_{11})^2 \neq 0 \quad (4.44)$$

把式 (3.19) 代入 (4.44), 则可得到以下结论。当  $L>L_n=(I_z/m)^{1/2}$  时, 式 (4.44) 恒小于 0, 即 (4.44) 恒成立。根据表 3.2 的车辆参数, 计算得出  $L_n=1.25\text{m}$ 。因此, 当预瞄距离  $L$  大于 1.25m 时 (从质心开始计算), 自动转向系统状态完全能观测。同时, 由 4.3.3 节中的预瞄距离模型知, 预瞄距离  $L$  大于 3m, 因此预瞄点处的横向偏差是完全能观测的。

综上所述, 本文研究的自动转向开环系统完全能控且能观。

### 4.3 自动转向闭环系统分析

本节在第 3 章建立的自动转向动力学模型 (3.53) 基础上通过全状态反馈来实现极点配置, 并设计和分析闭环系统。重点分析闭环系统稳态误差, 提出控制目标。同时分析不同预瞄距离对自动转向闭环系统的影响。

### 4.3.1 自动转向状态反馈闭环系统及稳态误差分析

4.2 节中已指出, 自动转向系统的  $(A_e, B_e)$  是能控的, 因此可通过全状态反馈对系统  $(A_e, B_e, C_e)$  任意配置极点<sup>[106]</sup>。配置极点时, 把开环系统  $A_e$  的一对共轭极点保持不变、把位于原点的极点配置到负实轴上。令  $K_e$  为状态反馈阵, 则反馈控制律为  $\delta_F = -K_e x_e$ , 结合式 (3.53), 得到闭环系统为

$$\dot{x}_e = (A_e - B_e K_e) x_e + D_{e1} \dot{\psi}_{RL} \quad (4.45)$$

式中看出, 当道路曲率为 0 ( $\dot{\psi}_{RL} = 0$ ) 时, 则式中的状态变量收敛于 0; 当曲率不为 0 时 ( $\dot{\psi}_{RL} \neq 0$ ), 由于曲率作为常驻外干扰存在, 原点不是闭环系统的平衡点。所以, 虽然此时闭环系统是渐近稳定的, 但是在反馈控制作用下状态不收敛于 0。这表明, 仅通过反馈控制不能使横向位置偏差和方向偏差趋向于 0<sup>[109]</sup>。

为使稳态圆周行驶时的道路跟踪横向位置偏差为 0, 引入前馈控制量  $\delta_{ff}$ 。此时控制律为  $\delta_F = -K_e x_e + \delta_{ff}$ , 结合式 (3.53), 得到闭环系统为

$$\dot{x}_e = (A_e - B_e K_e) x_e + B_e \delta_{ff} + D_{e1} \dot{\psi}_{RL} \quad (4.46)$$

根据终值定理可求得稳态误差为

$$x_{e\_ss} = \begin{bmatrix} x_{e1\_ss} \\ x_{e2\_ss} \\ x_{e3\_ss} \\ x_{e4\_ss} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_R \rho_L + \frac{\rho_L m u^2 l_F}{C_R (l_F + l_R)} \\ 0 \\ \frac{\delta_{ff}}{k_1} - \frac{\rho_L}{k_1} (l_F + l_R - l_R k_3 - L k_3) - \frac{\rho_L m u^2}{k_1 (l_F + l_R)} \left( \frac{l_F}{C_R} k_3 + \frac{l_R}{C_F} - \frac{l_F}{C_R} \right) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

式中看出, 只有横向位置偏差与前馈控制律有关, 而方向偏差与前馈控制量无关。也就是说通过选取合适的前馈控制量可以使横向位置偏差为 0。令横向位置偏差为 0, 则可以得到前馈控制量为

$$\delta_{ff} = (l_F + l_R) \rho_L + K a_y + k_3 x_{e1\_ss} \quad (4.48)$$

进一步分析知, 方向偏差误差稳态为负的质心侧偏角 ( $-\beta$ )。这是因为模型 (3.53) 是用质心处的方向偏差描述的, 同时车辆速度指向质心侧偏角方向, 因此, 方向偏差为负的质心侧偏角。另外, 稳态误差表达式中看出, 曲线行驶的车辆车速满足  $u = \sqrt{(l_F + l_R) l_R C_R / (m l_F)}$  时, 方向偏差为 0。

### 4.3.2 质心处的横向位置偏差

除了状态变量的稳态误差外，还需要重视的一个物理量是质心处的横向位置偏差  $\Delta y_0$ 。虽然通过前馈和反馈控制可以使预瞄点处的横向位置偏差收敛于 0，但是此时质心处横向位置偏差不一定收敛于 0。

基于预瞄机制的车辆-道路相对运动几何关系如图 3.11 所示。稳态时，预瞄点处与质心处的横向位置偏差之间关系由式 (3.39) 描述。式中  $\psi_1$  可表示为

$$\psi_1 = \Delta\psi_0 + \frac{1}{2}\sqrt{L^2 + (\Delta y_L - \Delta y_0)^2} \rho_L \quad (4.49)$$

将式 (4.49) 代入 (3.39)，得到

$$(\Delta y_L - \Delta y_0) = L \tan \left( \Delta\psi_0 + \frac{1}{2}\sqrt{L^2 + (\Delta y_L - \Delta y_0)^2} \rho_L \right) \quad (4.50)$$

车辆在圆周上稳态行驶时，假设通过控制使得预瞄点处的横向位置偏差为 0，那么，此时质心处的横向位置偏差为

$$\Delta y_0 = -L \tan \left( \Delta\psi_0 + \frac{1}{2}\sqrt{L^2 + (\Delta y_0)^2} \rho_L \right) \quad (4.51)$$

式 (4.47) 表示的  $\Delta\psi_0$  的稳态误差代入式 (4.51)，得到

$$\Delta y_0 = -L \tan \left( \left( -l_R + \frac{mu^2 l_F}{C_R (l_F + l_R)} + \frac{1}{2}\sqrt{L^2 + (\Delta y_0)^2} \right) \rho_L \right) \quad (4.52)$$

智能车辆高速行驶时，通常预瞄距离  $L$  远大于  $\Delta y_0$ ，因此，上式简化为

$$\Delta y_0 = -L \tan \left( \left( -l_R + \frac{mu^2 l_F}{C_R (l_F + l_R)} + \frac{1}{2}L \right) \rho_L \right) \quad (4.53)$$

式中看出，当车辆沿直线道路行驶时，通过控制可以使质心处的横向位置偏差为 0。而对于曲线 ( $\rho_L \neq 0$ ) 运动的车辆，通过基于预瞄机制的控制方法则不能使预瞄点和质心处横向偏差同时为 0，若以预瞄点处横向偏差作为控制目标，那么质心处存在稳态的横向位置误差。该误差与车辆参数  $C_R$ 、 $l_F$ 、 $l_R$ 、车速  $u$ 、期望道路曲率  $\rho_L$  和预瞄距离  $L$  等有关。当车速和道路曲率不变时，随着预瞄距离的增加质心处的横向位置偏差也增加。考虑到预瞄机制的控制方式以及车辆系统的延时等特性，质心处存在横向位置偏差是可以接受的，但是其值不能太大，以至于车辆偏离了所行驶的车道。因此，预瞄距离选取时需要依据车辆行驶速度  $u$ 、期望道路曲率  $\rho_L$  和质心横向位置偏差  $\Delta y_0$  进行限制，以保证通过控制后预瞄点处横向偏差收敛于 0，且质心处横向偏差在约

束范围内。

#### 4.3.3 控制目标选取

根据以上分析知,期望道路曲率为 0 时,通过控制可以使预瞄点处横向位置偏差和质心处方向偏差收敛于 0,同时质心处位置偏差也能收敛于 0。期望道路曲率不为 0 时,通过控制可以使预瞄点处的横向位置偏差收敛于 0,而质心处方向偏差有界且收敛于负的质心侧偏角,同时质心处位置偏差有界。

因此,本文选取预瞄点横向位置偏差作为控制变量,使其收敛于 0,且保证乘坐舒适性和操纵稳定性,同时使质心处的方向偏差和位置偏差有界。质心处的横向位置偏差通过选取合适的预瞄距离限制最大值,避免车辆超出车道。

#### 4.4 预瞄距离选取方法

上述分析指出预瞄距离的选取直接影响自动转向控制系统的性能。通常预瞄距离选取为车速的函数,并且随着车速的提高,应适当增加预瞄距离。大多数自动转向控制系统中预瞄距离选取为车速与预瞄时间的乘积,而预瞄时间按照驾驶员操纵车辆的特性给出,如郭孔辉院士在研究驾驶员模型时指出预瞄时间一般取为 1.2s-1.8s,同时给出了基于最优性能指标的单点预瞄驾驶员模型的最优预瞄时间为  $1.2s^{[100, 110, 111]}$ 。基于视觉导航的 ARGO 智能车辆的自动转向控制系统中预瞄时间取为  $1.5s^{[112]}$ ;而参加 2007 年 DUC 比赛的麻省理工学院的 Talos-II 智能车辆自动转向控制系统中预瞄时间取为  $2.25s^{[113]}$ 。另外,学者们在研究非前瞻式参考系统时发现,预瞄距离的引入不仅提高系统动态性能,同时提高车辆行驶速度。Tan 以车辆前方预瞄点处的偏差重新定义输出量,通过零极点对消来获得预瞄距离<sup>[114]</sup>。Tomizuka 以系统内动态具有良好阻尼比得到了以速度的二次函数来描述的预瞄距离模型<sup>[115]</sup>。

4.2 节和 4.3 节的分析表明,较大的预瞄距离可提高车辆行驶的稳定性。但是,过大的预瞄距离会使质心处横向位置偏差变大,使自动转向控制系统性能降低。因此,需要根据最大质心横向位置偏差限制不同速度下的预瞄距离。本节在综合考虑开环零点阻尼比和最大质心横向偏差的基础上,提出一种预瞄距离选取方法。

##### 4.4.1 预瞄距离模型

目前许多智能车辆的自动转向控制中均采用式 (4.54) 所示的预瞄距离模型<sup>[110-113]</sup>。

$$L = \begin{cases} L_{\min} & u < u_{\min} \\ uT_a & u_{\min} \leq u \leq u_{\max} \\ L_{\max} & u > u_{\max} \end{cases} \quad (4.54)$$

式中,  $u_{\min}$  为预瞄距离模型中的最小车速, m/s;  $u_{\max}$  为预瞄距离模型中的最高车速, m/s;  $L_{\min}$  为最小车速  $u_{\min}$  对应的最小预瞄距离, m;  $L_{\max}$  为最高车速  $u_{\max}$  对应的最大预瞄距离, m;  $T_a$  为预瞄时间, s。

式中看出  $T_a$  的选取直接影响预瞄距离模型, 进而影响系统性能。因此, 如何选取合适的  $T_a$  是预瞄距离模型中的关键问题。图 4.16 所示为驾驶员模型、ARGO 智能车辆和 Talos-II 智能车辆中所采用的预瞄距离模型。

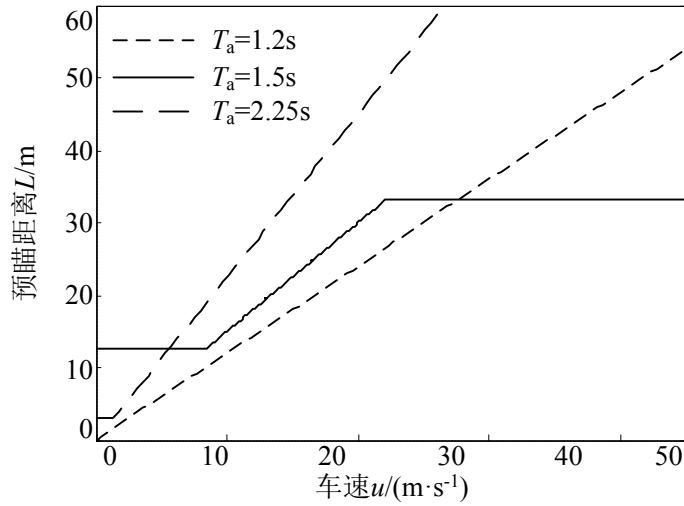


图 4.16 比较几种预瞄距离

图中看出, 虽然预瞄距离模型是一样的, 但是式 (4.54) 中参数的不同直接导致相同车速下不同的预瞄距离。因此, 如何给出合适的预瞄距离模型参数是关键问题。

#### 4.4.2 预瞄距离选取方法

本文基于开环系统零点阻尼比所满足的条件以及质心横向位置偏差最大值的约束, 提出预瞄距离选取方法。这两个条件是相互矛盾的, 因此需要进行合理的折中, 以满足自动转向系统性能需求。两个条件中, 首先必须满足质心处横向位置偏差最大值约束条件, 即质心处横向位置偏差必须有界。在此基础上, 适当增加预瞄距离以保证开环系统零点的阻尼比, 为闭环系统的设计提供良好动态模型。

下面计算满足质心处横向位置偏差的预瞄距离。首先分析车辆沿道路行驶时车辆与车道之间几何关系, 如图 4.17 所示。图中  $W_R$  为车道宽度、 $W_V$  为车辆宽度、 $\Delta y_0$  为



质心处横向位置偏差、 $\varepsilon_V$  为修正偏移量。

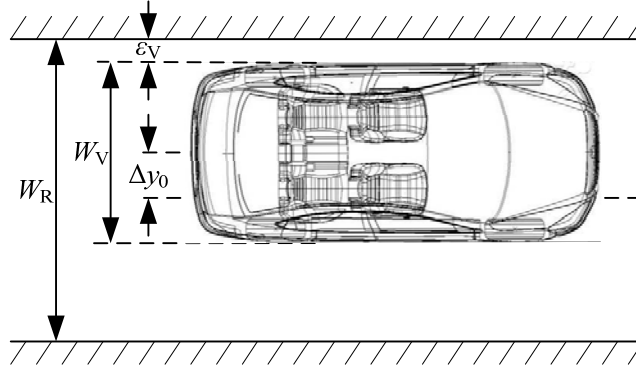


图 4.17 车辆与车道之间的几何关系

假设车辆在直道上行驶，车辆行驶方向与道路方向一致，车辆不超出车道宽度且车辆边缘离车道边缘的距离即为修正偏移量  $\varepsilon_V$  ( $\varepsilon_V > 0$ )，此时，对应的横向偏差记为智能车辆道路跟踪时允许的最大质心横向偏差  $\Delta y_{0\max}$ ，那么，

$$\Delta y_{0\max} = \frac{1}{2}(W_R - W_V) - \varepsilon_V \quad (4.55)$$

按照国家标准车道宽度  $W_R$  一般为 3~3.75m，而本文的智能车辆平台的宽度  $W_V$  为 1.792m。考虑到车辆有可能曲线运动，道路方向与车辆行驶方向有偏差，且车辆任意部位不能超出车道宽度，选取修正偏差量为 0.104m。本文按照 3m 的车道宽度计算得到最大质心横向偏差为  $\Delta y_{0\max} = 0.5\text{m}$ 。

结合式 (4.53)，得到预瞄距离与最大质心横向偏差之间需要满足如下关系，

$$|\Delta y_0| = L \left| \tan \left( \left( -l_R + \frac{mu^2 l_F}{C_R (l_F + l_R)} + \frac{1}{2} L \right) \rho_L \right) \right| \leq \Delta y_{0\max} \quad (4.56)$$

式 (4.56) 表明，当车速固定时，随着道路曲率的增加（转弯半径减小），满足不等式要求的预瞄距离减小。因此，按照某一车速下的最大期望曲率  $\rho_{L\max}$  来计算所需满足的预瞄距离的上界。不同车速下所能经过的最大道路曲率由式 (4.12) 计算，最大侧向加速度选取为  $0.2g$ 。当车速较低时，最大曲率取决于车辆所能行驶的最小转弯半径  $R_{\min}$ 。因此由式 (4.56) 得到，

$$\begin{cases} L_{\text{up}} = L \left| \tan \left( \left( -l_R + \frac{mu^2 l_F}{C_R (l_F + l_R)} + \frac{1}{2} L \right) \rho_{L\max} \right) \right| \leq \Delta y_{0\max} \\ \rho_{L\max} = \min(0.2g/u^2, 1/R_{\min}) \end{cases} \quad (4.57)$$

式中,  $L_{up}$  为预瞄距离上界, m。

为保证自动转向控制系统具有好的道路跟踪性能, 所选取的预瞄距离不能超过上界  $L_{up}$ 。式 (4.57) 表明预瞄距离上界  $L_{up}$  与后轴侧偏刚度  $C_R$ 、车辆质量  $m$  有关。后轴侧偏刚度  $C_R$  越大,  $L_{up}$  越大。车辆质量  $m$  越大,  $L_{up}$  越小。另外, 考虑到智能车辆行驶道路环境的不确定性, 本节考虑后轴侧偏刚度的影响。文献[108]中指出轮胎侧偏刚度取决于道路附着条件, 并随着道路附着系数的增加而增大, 轮胎侧偏刚度与道路附着系数关系可表示为

$$C = \mu C_N \quad (4.58)$$

式中,  $\mu$  为道路附着系数, 一般取值为 0.4~1;  $C$  为不同道路附着条件下的轮胎侧偏刚度, N/rad;  $C_N$  为  $\mu=1$  时的轮胎侧偏刚度, N/rad。智能车辆通常行驶在附着系数大于 0.7 (湿路面) 的道路上<sup>[116]</sup>。

式 (4.57) 为包含三角函数的非线性方程, 通过二分法计算预瞄距离上界  $L_{up}$  的数值解<sup>[104]</sup>。图 4.18 示为不同道路附着条件下, 不同车速下的预瞄距离上界变化曲线。

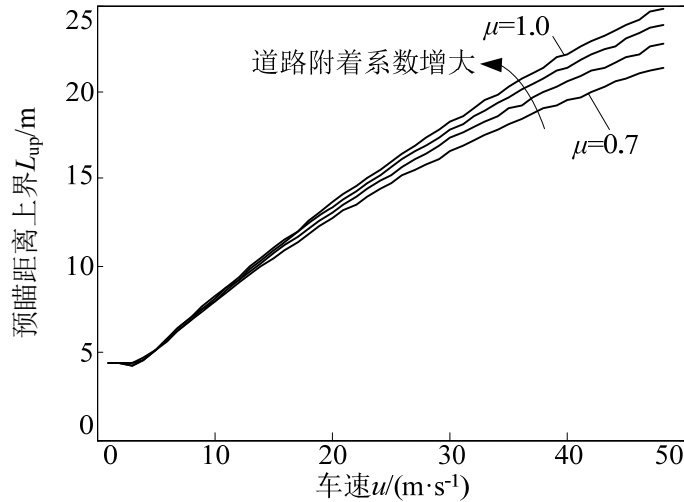


图 4.18  $L_{up}$  随车速的变化曲线

图中看出, 随着速度增加, 预瞄距离上界  $L_{up}$  相应增加。在相同车速下, 随着道路附着系数的增加, 预瞄距离上界  $L_{up}$  也增加。 $L_{up}$  的最小值为 4.3m (对应车速为 3.5m/s), 该值作为预瞄距离模型中的最小预瞄距离  $L_{min}$ 。

下面基于开环系统零点的阻尼比计算预瞄距离的下界。由根轨迹理论知<sup>[107]</sup>, 根轨迹起始于开环极点, 终止于开环零点。因此, 为了提高闭环系统的响应性能, 开环零点具有较大阻尼。假设开环零点的阻尼比大于某一设计值  $\xi_{zc}$ , 那么结合式 (4.27)

得到开环零点  $\xi_z$  需要满足

$$\xi_z = \frac{(b_{21}u - a_{11}b_{21}L - a_{22}b_{11} + a_{21}b_{11}L + a_{12}b_{21})}{2\sqrt{(a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})u(b_{11} + Lb_{21})}} \geq \xi_{zc} \quad (4.59)$$

把式 (3.19) 中的元素代入式 (4.59) 得到

$$L \geq 2 \frac{m l_F \xi_{zc}^2}{C_R (l_R + l_F)} u^2 + 2 \sqrt{\left( \frac{m l_F \xi_{zc}^2}{C_R (l_R + l_F)} \right)^2 u^4 + \left( \frac{(I_z - m l_F l_R) \xi_{zc}^2}{C_R (l_R + l_F)} \right) u^2} - l_R \quad (4.60)$$

式中, 不等式右端记为  $L_{low1}$ , 那么  $L_{low1}$  为所要满足的预瞄距离下界。式中看出,  $L_{low1}$  与开环零点设计阻尼比  $\xi_{zc}$  有关, 因此通过选取合适的设计阻尼比  $\xi_{zc}$  得到  $L_{low1}$ 。

同时注意到对于一般轿车而言,  $(I_z - m l_F l_R)$  值较小<sup>[108]</sup>。因此, 式 (4.60) 简化为

$$L > 4 \frac{m l_F \xi_{zc}^2}{C_R (l_R + l_F)} u^2 - l_R = L_{low2} \quad (4.61)$$

式中,  $L_{low2}$  为简化模型的预瞄距离下界, m。

图 4.19 示为  $L_{low1}$  和  $L_{low2}$  偏差 ( $L_{low1} - L_{low2}$ ) 随车速的变化关系, 图中看出,  $L_{low1}$  和  $L_2$  的偏差 ( $L_{low1} - L_{low2}$ ) 约在 0.4mm 左右, 因此可以用  $L_{low2}$  代替  $L_{low1}$ 。

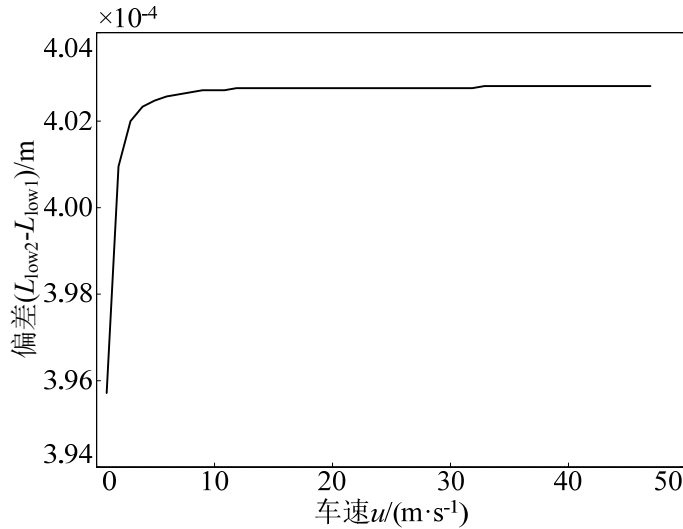
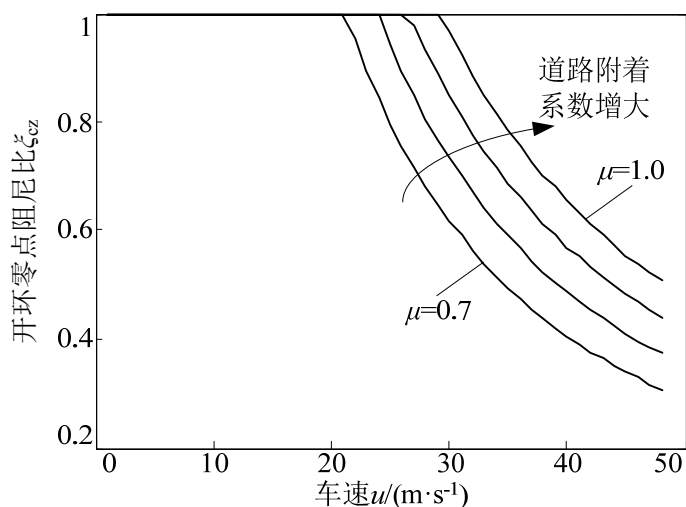


图 4.19  $L_{low1}$  和  $L_{low2}$  偏差 ( $L_{low1} - L_{low2}$ ) 随车速的变化曲线

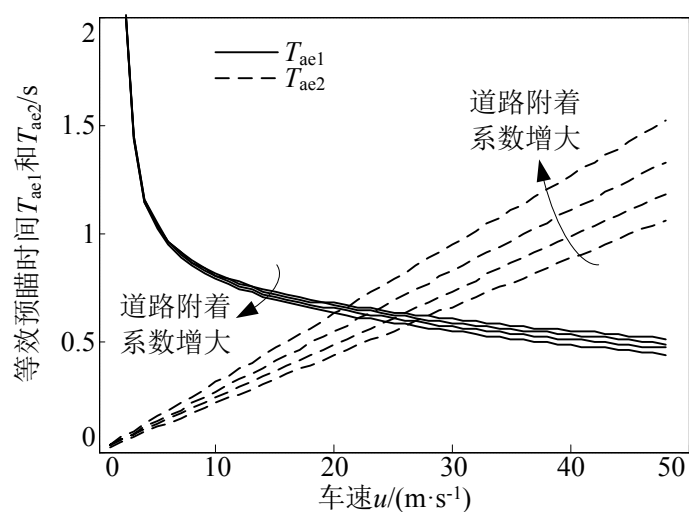
式 (4.61) 中看出预瞄距离下界  $L_{low2}$  主要受后轴侧偏刚度  $C_R$ 、车辆质量  $m$  和开环零点设计阻尼比  $\xi_{zc}$  的影响。后轴侧偏刚度  $C_R$  越大, 则  $L_{low2}$  越小。车辆质量  $m$  越大, 则  $L_{low2}$  也越大。开环零点设计阻尼比  $\xi_{zc}$  越大, 则  $L_{low2}$  越大。

把式 (4.57) 所计算的预瞄距离上界  $L_{up}$  代入式 (4.61), 则得到对应的开环零点的阻尼比  $\xi_{zc}$ 。图 4.20 示为所计算阻尼比随车速的变化的曲线。

图 4.20 开环零点阻尼比  $\zeta_{zc}$  随车速的变化曲线

图中看出当车速小于一定值（临界车速）时，开环零点具有阻尼比  $\zeta_{zc}=1$ 。当车速高于临界车速后，阻尼比逐渐减小。这表明在智能车辆行驶速度范围内，为了保证质心处的横向位置偏差满足限制条件，车速高于临界车速时，开环系统零点的阻尼比减小，这对开环系统特性带来不利影响，只能通过反馈相同的校正设计来适当弥补不足。

为了能够用预瞄距离模型（4.54）和预瞄时间  $T_a$  来描述预瞄距离，提出等效预瞄时间。等效预瞄时间  $T_{ae}$  定义为预瞄距离  $L$  与车速  $u$  之比。根据式（4.57）和（4.61）分别计算等效预瞄时间  $T_{ae1}$  和  $T_{ae2}$ 。图 4.21 所示为不同道路附着条件下  $T_{ae1}$  和  $T_{ae2}$  随车速变化曲线。相同道路附着系数  $T_{ae1}$  和  $T_{ae2}$  曲线的交点就是临界车速。

图 4.21 不同道路附着条件下的等效预瞄时间  $T_{ae1}$  和  $T_{ae2}$  随车速的变化曲线

图中看出，预瞄距离上界  $L_{up}$  对应的等效预瞄时间  $T_{ae1}$  随道路附着系数的变化的

波动较小，因此设计预瞄距离模型时不考虑道路附着系数的影响，按照智能车辆在良好路面上行驶（式中， $\mu=1$ ）作为前提条件进行设计。车速大于临界车速时，等效预瞄时间与车速基本满足线性关系；而车速低于临界车速时，车速越小，等效预瞄时间越大。因此，在车速大于临界车速时，等效预瞄时间选取为车速的线性函数，其系数是通过对数值解的拟合得到。而车速小于临界车速时，根据预瞄距离模型中的两个边界点容易得出以车速的线性函数描述的预瞄距离模型。

因此，得到预瞄距离模型为

$$L = \begin{cases} L_{\min} & u < u_{\min} \\ uT_{a1} + b_{a1} & u_{\min} \leq u < u_{ca} \\ uT_{a2}(u) = k_{a2}u^2 + b_{a2}u & u_{ca} \leq u < u_{\max} \end{cases} \quad (4.62)$$

式中， $T_{a2}$  为等效预瞄时间，s，是车速  $u$  的线性函数。各参数物理意义及数值见表 4.1。

表 4.1 预瞄距离模型参数及数值

预瞄距离模型中参数	数值
预瞄距离模型中最小车速 $u_{\min}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	3.5
预瞄距离模型中最高车速 $u_{\max}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	48
预瞄距离模型中临界车速 $u_{ca}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	28
车速小于临界车速时比例系数 $T_{a1}/\text{s}$	0.5281
车速小于临界车速时常数项 $b_{a1}/\text{m}$	2.4518
车速大于临界车速时系数 $k_{a2}/(\text{s}^2\cdot\text{m}^{-1})$	-0.005
车速大于临界车速时系数 $b_{a2}/\text{s}$	0.7554

图 4.22 示为按照式（4.62）绘制的预瞄距离随车速变化曲线。

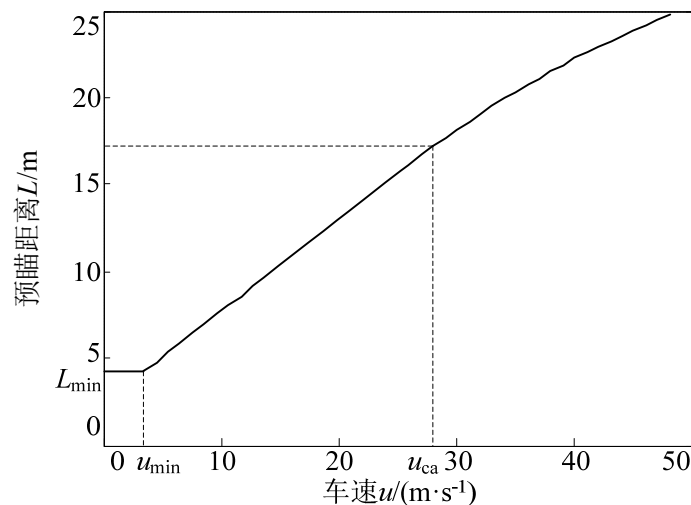


图 4.22 预瞄距离模型

## 4.5 自动转向系统的电机伺服内环系统对车辆操纵稳定性的影响

从第2章分析知,本文的自动转向控制系统是通过加装电机伺服系统驱动方向盘实现对前轮偏角的控制,从而实现对车辆横向运动的控制。而驾驶员操纵汽车是通过手和腕搭在方向盘上对车辆进行操纵<sup>[117]</sup>。由于驾驶员的“执行机构”——手和腕与自动转向系统的执行机构——电机伺服系统的特性明显不同,电机伺服系统对车辆操纵运动特性产生影响。下面基于第3章的自动转向系统动力学模型,分析电机伺服系统对车辆操纵特性的影响。

### 4.5.1 对瞬态特性的影响

在第3章已推导转向执行机构动力学模型由式(3.25)描述。文献[117]中指出主销到轮胎部分换算到转向轴的转动惯量  $I_{ws}$  和主销部分等效粘性摩擦系数  $C_{ws}$  远小于换算到转向轴的方向盘及连接部分回转体的转动惯量  $I_{hs}$  和转向轴的等效粘性摩擦系数  $C_{hs}$ , 故可忽略。因此得到

$$\begin{cases} I_{hs}\ddot{\delta}_{hs} + C_{hs}\dot{\delta}_{hs} + K_s\delta_{hs} = K_s\delta_{Fs} + T_{hs} \\ K_s\delta_{Fs} + eC_F\dot{\delta}_{Fs} = K_s\delta_{hs} + T_{sa}(v, K_s(\delta_{hs} - \delta_{Fs})) \end{cases} \quad (4.63)$$

同时,自动转向系统电机伺服系统的输出扭矩  $T_{hs}$  视为等效弹簧力,则

$$T_{hs} = K_m(\delta_m - \delta_{hs}) \quad (4.64)$$

式中,  $K_m$  为电机伺服系统的等效弹簧常数,  $N \cdot m/rad$ 。

假设电动助力转向系统助力特性为直线型,且式(4.64)代入(4.63)得到

$$I_{hs}\ddot{\delta}_{hs} + C_{hs}\dot{\delta}_{hs} + (K_m - T_{sa0}(v)K_s)\delta_{hs} + (eC_F + T_{sa0}(v)K_s)\delta_{Fs} = K_m\delta_m \quad (4.65)$$

由式(4.65),自动转向系统的固有频率为

$$\omega_s = \sqrt{\frac{K_m - T_{sa0}(v)K_s}{I_{hs}}} \quad (4.66)$$

自动转向系统的电机伺服系统一般通过位置控制方式实现对前轮偏角的精确控制。而且电机驱动力矩一般较大,即  $K_m$  一般较大。由式(4.66),自动转向系统固有频率  $\omega_s$  较大。 $\omega_s$  越大,车辆运动就越稳定<sup>[117]</sup>。因此,加装电机伺服系统的自动转向系统有助于提高车辆行驶的操纵稳定性。从这一角度出发,则要求  $K_m$  越大越好。

#### 4.5.2 对稳态特性的影响

为了分析电机伺服系统对车辆稳态操纵特性的影响，在式（3.20）-（3.24）基础上考虑等效轮胎回正力矩表达式中的质心侧偏角和横摆角速度。同时考虑稳态情况，那么得到

$$-eC_F i_s \beta - \frac{eC_F i_s l_F \omega_r}{v} + (K_m - T_{sa0}(v)K_s)\delta_{hs} + (eC_F + T_{sa0}(v)K_s)\delta_{Fs} = K_m \delta_m \quad (4.67)$$

假设转向轴的刚度  $K_s$  足够大，令  $K_s = \infty$ ，则  $\delta_{hs} = \delta_{Fs}$ 。同时，令

$$e_m = \frac{K_m}{K_m + eC_F} = \frac{1}{1 + eC_F / K_m} \quad (4.68)$$

则，式（4.67）简化为

$$\delta_{Fs} = \frac{K_m}{K_m + eC_F} \delta_m + \left(1 - \frac{K_m}{K_m + eC_F}\right) \left(\beta + l_F \frac{\omega_r}{v}\right) i_s \quad (4.69)$$

式中， $e_m$  满足， $0 < e_m < 1$ 。

由转向系统传动比  $i_s$  可得前轮偏角为

$$\delta_F = \frac{\delta_{Fs}}{i_s} = e_m \frac{\delta_m}{i_s} + (1 - e_m) \left(\beta + l_F \frac{\omega_r}{v}\right) \quad (4.70)$$

式（4.70）代入（3.19）得到

$$\begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{\omega}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{e_m C_F + C_R}{mu} & -u + \frac{C_R l_R - e_m C_F l_F}{mu} \\ \frac{C_R l_R - e_m C_F l_F}{I_z u} & -\frac{C_R l_R^2 + e_m C_F l_F^2}{I_z u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \omega_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{e_m C_F}{m} \\ \frac{e_m C_F l_F}{I_z} \end{bmatrix} \frac{\delta_m}{i_s} \quad (4.71)$$

比较式（4.71）和（3.19）可知，前轴的侧偏刚度从  $C_F$  等效地变成了  $e_m C_F$ 。由于  $e_m < 1$ ，因此加装电机伺服系统之后，前轴侧偏刚度等效地减小了。而由车辆动力学特性知，前轴侧偏刚度越小，车辆稳态转向特性的不足转向特性越强，高速行驶车辆的横向运动稳定性越好。因此，从稳态特性来讲， $e_m$  越小，即  $K_m$  越小越好。

综上所述，对于  $K_m$  而言，从车辆瞬态和稳态的操纵稳定性来说得到了两个相反的要求。因此，需要选择合适功率的电机来实现自动转向系统的位置控制。不能选取过大，或过小等效弹簧常数的电机，以免自动转向系统对车辆操纵特性产生负面影响。

## 4.6 本章小结

(1) 建立了车辆行驶轨迹方程, 分析了车辆行驶轨迹的微分特性。由此确定了前轮偏角与车辆行驶轨迹曲率, 前轮偏角变化率与车辆行驶轨迹曲率变化率之间的定量关系。以此来确定不同车速下, 行驶于不同曲率道路上的智能车辆自动转向控制量的约束条件, 即最大前轮偏角以及最大前轮偏角变化率。

(2) 从车辆行驶轨迹方程出发, 采用龙格-库塔-费尔伯格数值计算方法, 计算连续变化前轮偏角输入下的车辆未来行驶轨迹。试验结果表明, 在匀速行驶工况下, 通过数值方法计算得到的车辆轨迹与实际车辆行驶轨迹基本一致; 在加减速转弯工况下, 车辆预测轨迹与实际轨迹稍有偏离, 但是满足所需精度要求。这为智能车辆的安全行驶提供更多保障。

(3) 推导了自动转向开环系统的传递函数, 分析了车速和预瞄距离对自动转向开环系统的定量影响。分析结果表明, 随着车速的提高, 开环系统零点和极点的阻尼比均减小; 随着预瞄距离的增加, 开环系统零点的阻尼比增加; 预瞄距离对开环系统极点没有影响。另外, 根据传递函数, 验证了自动转向开环系统的能控性和能观性。验证结果表明, 在智能车辆行驶工况下, 系统是能控且能观的。

(4) 分析了全状态反馈自动转向闭环系统, 推导了闭环系统稳态误差。分析表明, 通过加入前馈控制量可以消除预瞄点处横向位置偏差的稳态误差; 而方向偏差的稳态误差数值上等于负的质心侧偏角。同时, 推导了质心处横向位置偏差的稳态值, 该值与预瞄距离有关。随着预瞄距离增加, 质心处横向位置偏差的稳态值也增大, 这表明预瞄距离不能选的过大。

(5) 提出了预瞄距离模型参数的选取方法。以提高自动转向开环系统零点的阻尼比和减小质心处的横向位置偏差作为目标, 提出了预瞄距离参数的选取方法, 并计算了本文所研究自动转向系统的预瞄距离模型。预瞄距离选取方法是本文研究内容的又一个创新点。

(6) 分析了自动转向系统的电机伺服内环系统对车辆瞬态和稳态操纵特性的影响, 为转向系统电机选择提出了要求。



## 第 5 章 自动转向滑模变结构控制算法设计

道路上行驶的智能车辆由于受到许多已知或未知干扰的作用，对其横向运动的精确控制十分困难。自动转向控制系统通过控制前轮偏角改变智能车辆的横向运动过程，使之精确跟踪期望道路，同时使车辆具有良好的动力学响应。同时，自动转向控制系统不仅要对已知或未知干扰具有一定的鲁棒性，而且在变化较广的车速范围内都能获得良好的道路跟踪动态品质。

本章就自动转向系统的控制方法进行深入研究，旨在提出适用于智能车辆道路跟踪的自动转向控制方法。在充分分析现有自动转向控制算法和本文的车辆-道路系统动力学模型基础上，结合智能车辆道路跟踪系统的特点，提出了前馈-反馈自动转向控制框图。基于期望道路的已知曲率，设计了符合车辆动力学特性的静态前馈控制律以克服已知道路曲率的干扰。对于未知和不确定干扰，设计了基于偏差的反馈控制系统，并深入分析了滑模变结构控制方法在自动转向反馈控制中的应用。

### 5.1 控制系统结构

自动转向控制系统作为智能车辆车体控制系统中的重要组成部分，主要通过控制车辆的横向运动，使车辆精确跟踪期望道路，因此其控制性能和品质直接影响智能车辆的智能行为表现。同时，由于智能车辆行驶工况的复杂性，自动转向控制系统不仅受到已知或未知的干扰作用，而且智能车辆的车速大范围变化，因此如何设计对于干扰鲁棒并且对大范围变化的车速适应的自动转向控制系统是智能车辆技术中的重要关键问题之一。

纵观国内外发展历史和现状，自动转向控制算法的设计涉及到从经典控制理论、现代控制理论到智能控制理论。学者们将 PID 控制、预见控制、最优控制、极点配置、鲁棒控制、 $H_\infty$ 控制、模糊控制、模型预测控制、螺旋理论等应用于智能车辆转向控制系统中，以求良好的控制性能。由于智能车辆在行驶过程中受到干扰和不确定性的作用，因此所设计的自动转向控制算法必须对这些干扰具有鲁棒性和适应性。滑模变结构控制作为一种鲁棒控制策略，对于干扰和不确定性具有较强的鲁棒性和抗干扰性。

因此，本章以滑模变结构控制理论作为基础，深入探讨滑模变结构控制理论在自动转向控制系统中的应用。

### 5.1.1 控制模型

本文研究的自动转向控制系统是通过控制前轮偏角实现对智能车辆横向运动的精确控制，以保证车辆沿期望道路行驶。因此，自动转向控制系统的输入为期望前轮偏角，输出为车辆与道路之间的偏差信号或车辆行驶状态。车辆与道路之间的偏差信号包括横向位置偏差、方向偏差以及它们的变化率等，而车辆行驶状态是指横摆角速度、质心侧偏角（或横向速度）等。具体以哪些物理量作为输出量，则取决于自动转向反馈控制系统结构。

第3章中对自动转向系统进行了动力学建模，包括车辆-道路系统动力学模型和转向执行机构动力学模型。为简化分析和方便控制器的设计，进行如下假设：

- 1) 质心处的曲率和预瞄点处的曲率相同；
- 2) 曲率变化率为0。

因此，采用式(3.53)描述车辆-道路系统动力学关系。另外，转向执行机构动力学模型由式(3.34)描述，因此，结合这些公式可得到自动转向系统状态方程为

$$\dot{x} = Ax + Bw + D\kappa_L \Rightarrow$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & 0 & \alpha_{24} & \alpha_{25} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & 0 & \alpha_{44} & \alpha_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{65} & \alpha_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \beta_{61} \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0 \\ \gamma_{21} \\ 0 \\ \gamma_{41} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \rho_L \quad (5.1)$$

式中，状态变量  $x = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T = [x_{e1}, x_{e2}, x_{e3}, x_{e4}, x_{a1}, x_{a2}]^T$ ，其中  $x_{ei}$  ( $i=1, 2, 3, 4$ ) 表示偏差量及其变化率，由式(3.52)确定， $x_{ai}$  ( $i=1, 2$ ) 由式(3.34)确定；控制输入  $w$  为期望前轮偏角  $\delta_{Fd}$ ；干扰输入为道路曲率， $\rho_L$ ；矩阵的各元素分别为  $\alpha_{21} = -ua_{21}$ ， $\alpha_{22} = a_{22} - La_{21}$ ， $\alpha_{24} = a_{21}$ ， $\alpha_{25} = b_{21}$ ， $\alpha_{41} = -ua_{11} - uLa_{21}$ ， $\alpha_{42} = a_{12} + La_{22} - La_{11} - L^2a_{21} + u$ ， $\alpha_{44} = a_{11} + La_{21}$ ， $\alpha_{45} = b_{11} + Lb_{21}$ ， $\alpha_{65} = -\omega_n^2$ ， $\alpha_{66} = -2\zeta\omega_n$ ， $\beta_{61} = -\omega_n^2$ ， $\gamma_{21} = ua_{22}$ ， $\gamma_{41} = ua_{12} + uLa_{22}$ 。

由于转向系统受几何和功率限制，实际前轮偏角以及它的变化率是有约束的，同时，期望前轮偏角也要满足该限制条件，因此对于状态方程(5.1)需要有约束条件加以描述，即

$$|x_5| \leq \delta_{Fmax} \quad |x_6| \leq \dot{\delta}_{Fmax} \quad |w| \leq \delta_{Fmax} \quad (5.2)$$

式中， $\delta_{Fmax}$  和  $\dot{\delta}_{Fmax}$  分别表示前轮偏角和前轮偏角变化率的最大值，取值为正，rad，

rad/s。该值应根据车速和车辆乘坐舒适性的要求，按照 4.1 节讲述的方法进行计算。

本章就是针对式 (5.1) 所描述的自动转向控制系统，在考虑约束条件 (5.2) 的前提下，设计性能良好的控制系统。较好的控制性能的依据是第 2 章提出的自动转向控制系统性能指标。因此，需要在车辆行驶的乘坐舒适性和响应特性之间进行折中。

### 5.1.2 控制系统框图

在确定控制系统框图和结构之前，首先分析自动转向控制模型 (5.1) 是否满足滑模变结构控制的匹配条件。根据文献[118]中给出的控制系统满足匹配条件的充要条件可知，模型 (5.1) 中  $\text{rank}(B, D) \neq \text{rank}(B)$ ，因此不满足匹配条件。也就是说道路曲率干扰不满足滑模控制的匹配条件，因此滑动模态将受到道路曲率干扰的影响。然而，对于智能车辆而言，前方道路曲率是已知的，即为已知干扰。对于已知的道路曲率干扰，可以采用前馈控制进行抑制。前馈控制是基于已知干扰的预先控制方法，不仅可以提高控制系统对干扰的动态响应性能，同时可以减小反馈系统所具有的波动和时滞性。前馈控制的引入将大大提高自动转向系统的道路跟踪性能。因此，本文采用前馈-反馈的思想设计自动转向控制律。前馈控制量主要克服道路曲率对自动转向系统的影响，按照横向位置偏差为 0 的条件、基于动力学模型进行计算。而反馈控制算法基于滑模变结构控制理论进行设计，在系统存在不确定性、外界干扰等条件下，控制系统具有较好的鲁棒性和适应性。

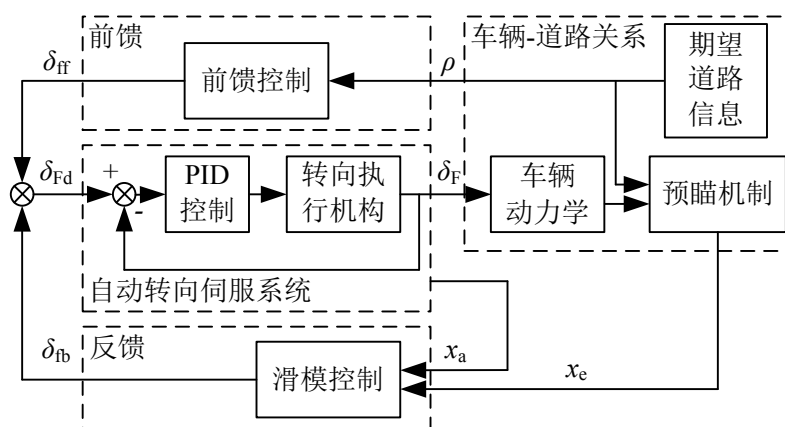


图 5.1 自动转向控制系统框图

根据上述分析，搭建如图 5.1 所示的自动转向控制系统框图。图中，期望前轮偏角  $\delta_{Fd}$  输入到实际前轮偏角  $\delta_F$  之间的转向执行机构视为位置伺服控制系统，已在第 3 章中通过理论建模和试验辨识方法得到近似的 2 阶模型。车辆横向动力学输出结合预

瞄机制和期望道路信息获得预瞄点处的偏差及变化率  $x_e$ ，安装在自动转向伺服系统的转角传感器给出前轮偏角及其变化率  $x_a$ 。自动转向滑模控制算法依据状态变量计算反馈系统的期望前轮偏角。前馈控制器根据前方道路曲率信息计算前馈系统的期望前轮偏角。前馈量和反馈量之和作用于自动转向伺服系统，改变车辆动态运动，保持车辆始终沿着期望道路行驶。所需满足的性能指标，必须在自动转向控制算法设计时给予考虑，即控制算法中控制参数的选取直接影响性能指标，因此控制算法设计以后，需要分析控制参数对系统性能的影响。

本章设计两种滑模控制算法，分别是基于全状态反馈的滑模控制算法和基于 Backstepping 设计方法的自适应滑模控制算法。前者是典型的滑模控制理论在自动转向系统中的简单应用，主要分析基于全状态反馈的滑模控制方法应用于自动转向系统时存在的固有问题，为后续研究提供基础。后者则根据横向位置偏差，采用 Backstepping 设计方法，提出自适应的滑模控制方法，是滑模控制在自动转向系统中应用的深入探讨，也是本文研究的重点内容。

## 5.2 基于曲率的前馈控制

### 5.2.1 前馈控制律设计

图 5.2 示为前馈控制系统框图，图中  $G(s)_{i,j}$  表示从  $i$  到  $j$  的传递函数、 $C_{ff}(s)$  表示前馈控制。图中看出，有两个输入作用于车辆-道路系统，一个是道路曲率的干扰输入  $\rho_L$ ，一个是前轮偏角输入  $\delta_F$ 。道路曲率干扰  $\rho_L$  作用下车辆-道路系统产生横向位置偏差，该偏差通过前馈控制  $C_{ff}$  进行消除。4.3 节中指出，通过引入前馈控制可消除稳态圆周运动的稳态横向位置偏差  $\Delta y_{L_{ss}}$  ( $x_{e3_{ss}}$ )。因此，前馈控制  $C_{ff}$  的设计依据是稳态圆周行驶工况下，使智能车辆道路跟踪预瞄点处的横向位置偏差  $\Delta y_L$  为 0。

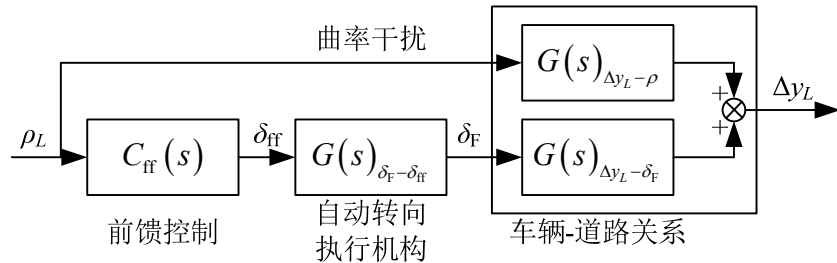


图 5.2 自动转向控制系统前馈控制框图

根据图 5.2 所示的前馈控制框图，得到前馈控制  $C_{ff}$  为

$$C_{ff} = \frac{\delta_{ff}}{\rho_L} = -\frac{G(s)_{\Delta y_L - \rho}}{G(s)_{\Delta y_L - \delta_F} G(s)_{\delta_F - \delta_{ff}}} \quad (5.3)$$

式中,  $G(s)_{\Delta y_L - \rho} = -u^2 / s^2$ ;  $G(s)_{\delta_F - \delta_{ff}} = \omega_n^2 / (s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)$ ;  $G(s)_{\Delta y_L - \delta_F}$  由式 (4.26) 表示。把各传递函数代入式 (5.3) 得到

$$C_{ff} = \frac{1}{C_F(I_z + Ll_F m)us^2 + C_F C_R(l_F + l_R)(L + l_R)s + C_F C_R(l_F + l_R)u} \times \left( \frac{mI_z u^2 s^2 + (I_z(C_F + C_R) + m(C_R l_R^2 + C_F l_F^2))s}{+C_F C_R(l_F + l_R)^2 + (C_R l_R - C_F l_F)mu^2} \right) \frac{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}{\omega_n^2} u \quad (5.4)$$

式中看出, 前馈控制传递函数  $C_{ff}$  中分子的阶次大于分母的阶次, 表明实际应用时不宜实现。因此, 需要对前馈控制进行简化。考虑到前馈控制的目的是使稳态误差为 0, 因此智能车辆稳态圆周行驶工况下, 式 (5.4) 简化为

$$C_{ff\_ss} = \lim_{s \rightarrow 0} C_{ff}(s) = \frac{C_F C_R(l_F + l_R)^2 + (C_R l_R - C_F l_F)mu^2}{C_F C_R(l_F + l_R)} \quad (5.5)$$

因此, 道路曲率的干扰通过前馈控制传递函数  $C_{ff\_ss}$  进行消除。由于忽略了前馈控制的瞬态部分, 不能使横向位置偏差一直为 0。但是其误差是有界的, 即在稳态前馈控制作用下, 车辆行驶轨迹与期望道路间存在有界误差。该误差需要通过反馈控制进行消除。

## 5.2.2 仿真分析

### 5.2.2.1 基于 MATLAB/Simulink 的自动转向仿真系统

在进行较为复杂的仿真研究和实车试验研究之前, 先在 MATLAB/Simulink 环境下, 对提出的算法进行简单验证, 以保证算法的正确性。图 5.3 示为 MATLAB/Simulink 环境下搭建的自动转向仿真系统。仿真系统主要有三部分组成: 道路曲率干扰输入模块、车辆-道路模型模块、前馈和反馈控制算法模块。道路曲率干扰输入模块设置期望道路的曲率, 其输出有质心处的曲率和预瞄点处的曲率; 车辆-道路模型包括自动转向执行机构动力学模型、车辆模型、车辆-道路运动关系; 前馈和反馈控制算法模块有前馈控制器、反馈控制器和控制模式选取模块。通过选取控制模式中的增益 (1 或 0), 可以设置控制器的结构, 1 表示控制器被选取, 0 表示控制器未被选取。

仿真系统中车辆模型采用线性单轨模型, 即对三角函数进行小角度简化处理, 并采用线性轮胎模型, 车辆-道路系统运动关系则采用基于预瞄机制的非线性关系。本章

提出的自动转向控制算法均在该仿真系统下，通过设计简单的仿真工况进行验证。

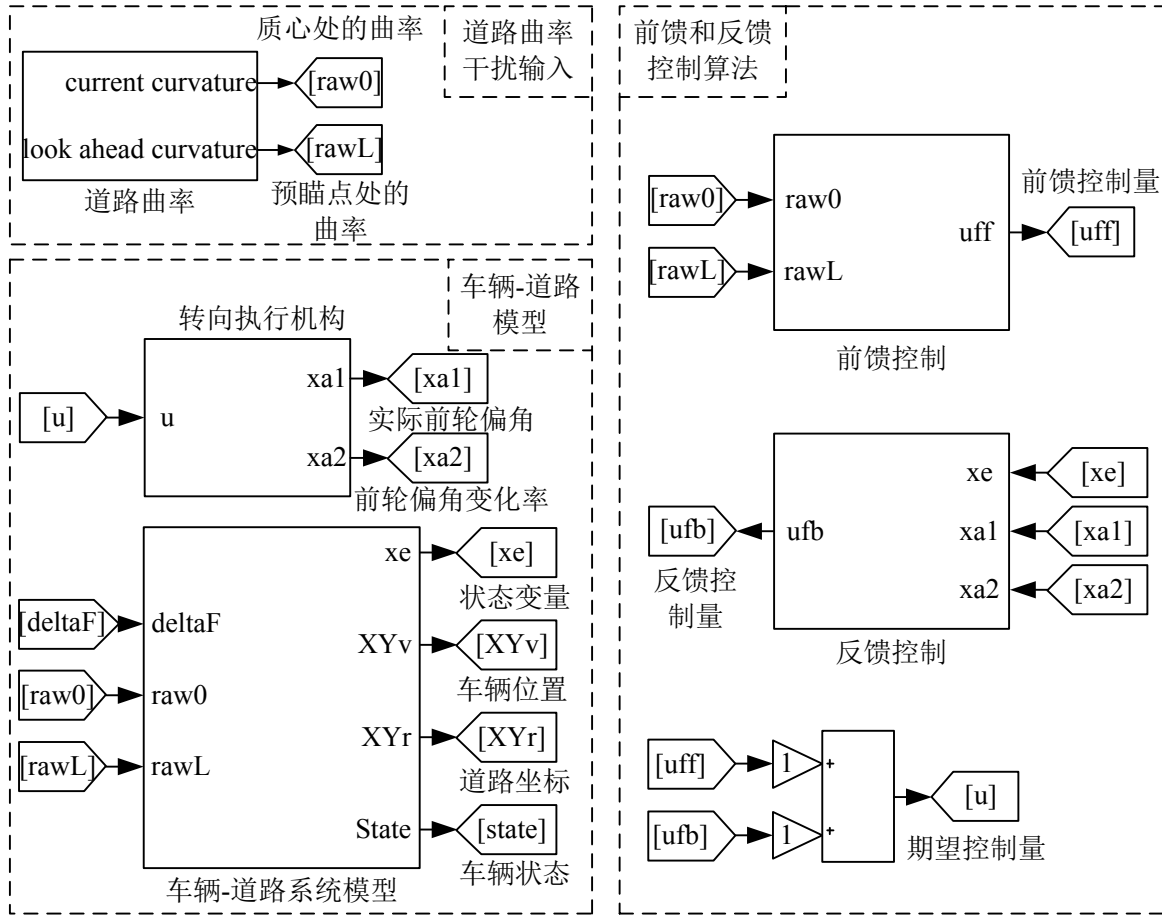


图 5.3 基于 MATLAB/Simulink 的自动转向仿真系统

模型中涉及到的车辆参数和仿真参数见表 5.1。根据不同的验证目标，采用不同的仿真工况，对自动转向仿真系统进行仿真试验，并分析结果。

表 5.1 仿真参数

参数	数值
质量 $m/\text{kg}$	1385
转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2162
前轴距 $l_F/\text{m}$	1.02
后轴距 $l_R/\text{m}$	1.53
前轴侧偏刚度 $C_F/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	123569
后轴侧偏刚度 $C_R/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	100024
车速 $u/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	由仿真工况而定
车辆初始横向位置偏差 $x_{e30}/\text{m}$	由仿真工况而定
道路曲率 $\rho/\text{m}^{-1}$	由仿真工况而定

### 5.2.2.2 前馈控制仿真分析

通过前馈控制算法跟踪道路的性能来分析前馈控制算法的正确性。对于自动转向系统而言，期望道路的道路曲率是作为已知干扰，作用于车辆-道路动力学系统，由前馈控制算法进行消除。仿真工况如下：车速  $u$  为 30m/s，初始状态变量  $x_0$  为  $[0, 0, 0, 0, 0, 0]^T$ ，道路曲率  $\rho$  的变化如图 5.4 (a) 所示；道路曲率以阶跃输入方式作用于自动转向系统，且有正有负，预瞄点处的道路曲率  $\rho_L$  提前于质心处的道路曲率  $\rho_0$  一段时间，即预瞄时间。仿真时，选取前馈控制的控制模式为 1，反馈控制的控制模式为 0。

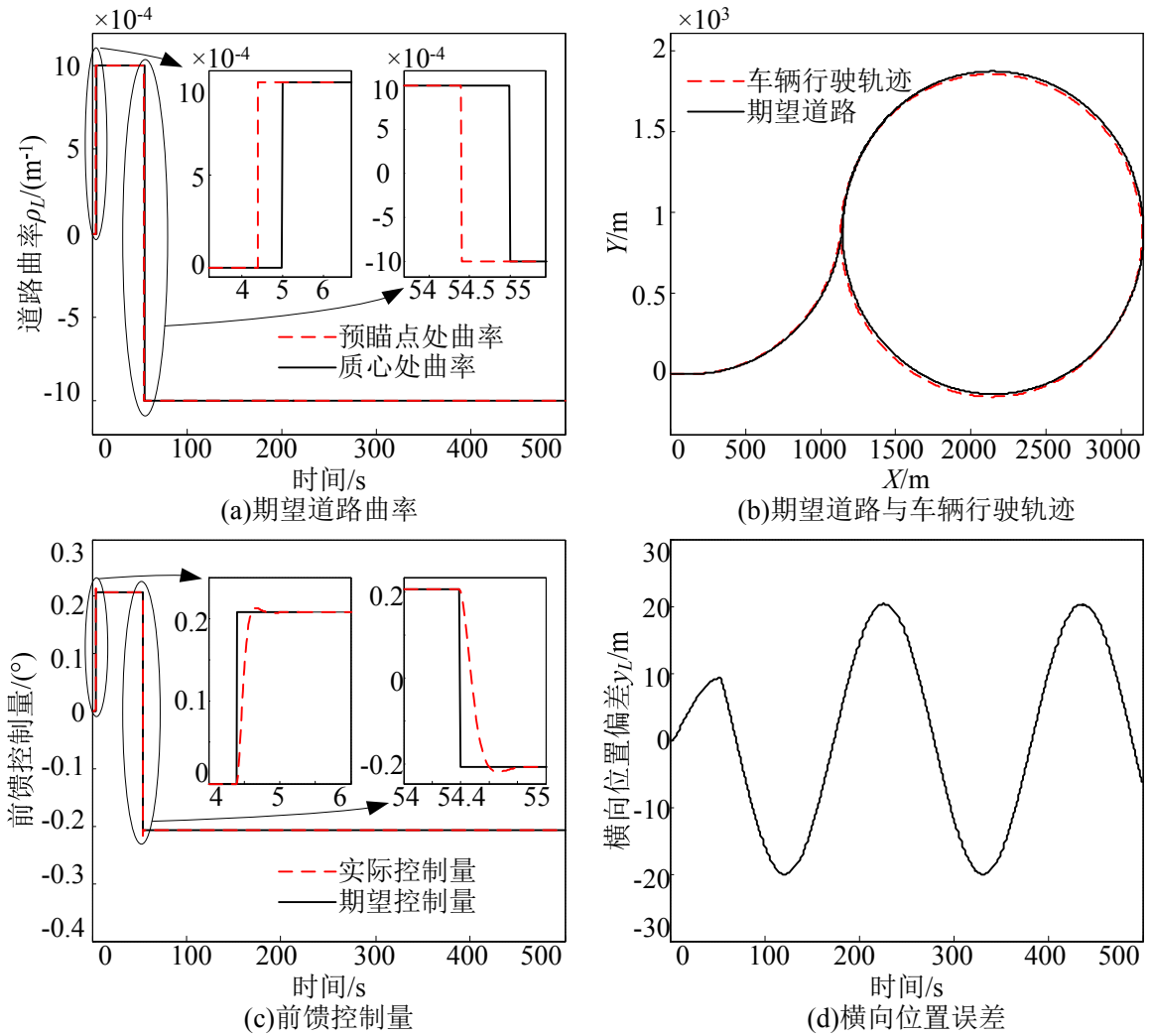


图 5.4 基于曲率的前馈控制算法仿真结果

图 5.4 所示为基于曲率的前馈控制算法的仿真结果。从图 5.4 (b) 中看出智能车辆在前馈控制作用下不仅能跟踪曲率变化，而且能跟踪圆周曲线。期望道路为闭合圆周时，车辆行驶轨迹与期望道路的曲率相同，车辆行驶轨迹的曲率中心与期望道路的曲

率中心偏离一段距离，即最大横向位置偏差。这点从图 5.4（d）中也能看到。图 5.4（c）表示期望前馈控制量与实际前馈控制量随时间变化历程，前馈控制的期望值就是期望前轮偏角。图中看出期望控制量的变化与曲率的变化是一致的，然而通过自动转向执行机构表现出较为缓慢变化的前轮偏角，这有助于提高车辆行驶的乘坐舒适性。同时，由于采用了预瞄机制，在预瞄点处有曲率变化时就产生前馈控制量。图 5.4（d）表示预瞄点处的横向位置偏差随时间变化历程，由于忽略了前馈控制的动态项只考虑了稳态时的前馈控制量，仅靠前馈控制跟踪道路时存在较大的横向位置偏差，而该偏差需要通过反馈控制系统来进行补偿修正。

### 5.3 基于偏差的反馈控制

基于偏差的反馈控制主要目的是消除由于外界干扰和系统不确定性而产生的横向位置偏差和方向偏差。假设期望道路为直道，反馈控制需要克服系统不确定和外界干扰引起的偏差，保证车辆沿直道行驶；若期望道路为曲线，那么需要加入前馈控制来补偿道路曲率的干扰，反馈控制系统消除由于横向风、系统不确定性等引起的系统偏差。显然，反馈控制的作用是对系统偏差进行控制，因此反馈控制不考虑道路曲率的影响，即系统模型（5.1）简化为

$$\dot{x} = Ax + B\delta_{Fd} \quad (5.6)$$

下面的反馈控制设计主要基于模型（5.6）进行。另外，文献[37, 66]也指出，自动转向控制系统需要对质量、车速和轮胎侧偏刚度的变化具有较强的鲁棒性。因此所设计的控制算法必须对已知的道路曲率干扰、外界未知干扰和系统不确定引起的干扰具有良好的鲁棒性和自适应性。

#### 5.3.1 基于滑模变结构控制理论的反馈控制

作为变结构控制系统的一种控制策略，具有滑动模态的变结构控制系统，即滑模变结构控制系统，不仅对系统的不确定因素具有较强的稳定鲁棒性和抗干扰性，而且可以通过滑动模态的设计获得满意的动态品质，同时控制简单，易于实现，所以滑模变结构控制系统在国际上受到了广泛重视<sup>[119]</sup>。滑模变结构控制与常规控制的根本区别在于控制的不连续，即一种使系统“结构”随时变化的开关特性<sup>[120]</sup>。

滑模变结构控制系统的基本原理是当系统状态穿越状态空间的滑动超平面时，反馈控制的结构发生变化，从而使系统性能达到某个期望指标<sup>[121]</sup>。由此看出，滑模变



结构系统是通过控制器本身结构的变化,使得系统性能保持一直高于一般固定结构控制所能达到的性能,突破了经典线性控制系统的品质限制,较好地解决了动态与静态性能指标之间的矛盾<sup>[119]</sup>。

为了便于理解变结构设计,文献[119-121]给出了变结构控制系统设计思路,把变结构控制系统的运动分为两个阶段,分阶段研究和设计。第一阶段为趋近运动,此时系统状态由任意初始状态位置向滑动模态(令 $s(x)$ 为切换函数,则 $s(x)=0$ 就是滑动模态)运动,直到进入滑动模态。该阶段中 $s(x)\neq 0$ ,此时的设计任务是使系统能够在任意状态进入并到达滑动模态。第二阶段为滑模运动,此时系统状态进入滑动模态并沿着滑动模态运动。在该阶段中 $s(x)=0$ 、此时的设计任务是保证 $s(x)=0$ ,并使此时的等效运动具有期望的性能。因此,可以将滑模变结构控制系统的设计分为相互独立的两个部分。(1)设计切换函数,使其所确定的滑动模态渐近稳定且具有良好的动态品质。(2)设计滑动模态控制律,满足到达条件,从而在切换面上形成滑动模态区,使系统具有滑模运动。

在设计滑模变结构控制系统之前,回顾第4章对自动转向系统的分析。第4章指出,道路曲率不为0时,方向偏差等于负的质心侧偏角,即偏差系统的状态变量 $x_e$ 收敛于平衡点 $x_{eq}=[-\beta_{ss}, 0, 0, 0]^T$ 。由5.2节的分析知,自动转向执行机构动力学模型的状态变量 $x_a$ 收敛于平衡点 $x_{aeq}=[\delta_{ff}, 0]^T$ 。因此,本文提出如图5.5所示的控制系统框图。通过加入稳态质心侧偏角和前馈控制量重构原系统的状态变量 $x$ ,得到收敛于原点的状态变量 $\tilde{x}$ ,并基于新状态变量 $\tilde{x}$ 设计滑模控制算法。

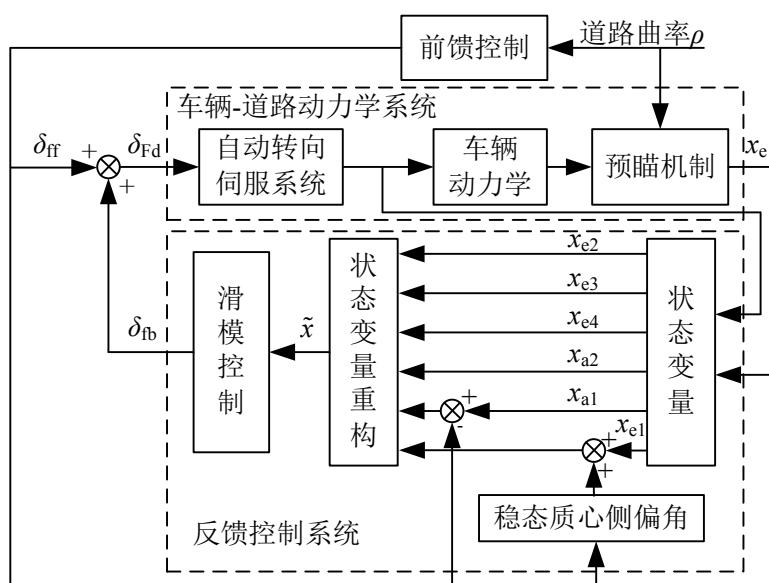


图 5.5 基于滑模变结构控制理论的控制系统框图

### 5.3.1.1 切换函数的设计

滑模变结构控制系统中切换函数的选取直接影响滑模运动的稳定性和动态品质，其选取涉及到滑动模态的存在性、可达性问题以及滑模运动的稳定性问题，因此需要根据自动转向系统动态性能指标要求进行合理选取。根据切换函数的形式不同，有线性性和非线性切换函数，其设计方法有极点配置、二次型最优和特征结构任置<sup>[118]</sup>等。由于极点配置设计方法简单、直观，同时所配置的期望极点直接决定滑动模态的动态品质和性能，因此本节就采用极点配置方法设计线性切换函数。

令切换函数为

$$s = C\tilde{x} \quad (5.7)$$

式中， $C$  为切换函数矩阵； $\tilde{x}$  为新的状态变量， $\tilde{x} = [x_e - x_{eq}, x_a - x_{aeq}] = [x_{e1} + \beta_{ss}, x_{e2}, x_{e3}, x_{e4}, x_{a1} - \delta_{ff}, x_{a2}]^T$ 。  $\beta_{ss}$  为稳态的质心侧偏角，可由式 (3.19) 和 (3.5) 计算得到。

设计切换函数  $s$  就是确定矩阵  $C$ 。文中采用极点配置方法设计矩阵  $C$ 。文献[122]提出了基于 Ackermann 公式的滑模变结构控制方法，通过 Ackermann 极点配置公式设计滑动模态的极点。根据自动转向滑模变结构控制系统的动态品质和性能指标，设计等效控制的闭环极点  $p_1$ 、 $p_2$ 、 $p_3$ 、 $p_4$ 、 $p_5$  和  $p_6$ ，其中  $p_1$ 、 $p_2$ 、 $p_3$ 、 $p_4$ 、 $p_5$  作为超平面上滑动模态的特征根<sup>[122]</sup>，而  $p_6$  取任意值。由 Ackermann 极点配置公式得到矩阵  $C$  为

$$C = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1] [B \ AB \ A^2B \ A^3B \ A^4B]^{-1} q(A) \quad (5.8)$$

式中， $A$  和  $B$  为式 (5.6) 中系统矩阵和控制矩阵； $q(A)$  由下式表示，

$$q(A) = (A - Ip_1)(A - Ip_2)(A - Ip_3)(A - Ip_4)(A - Ip_5) \quad (5.9)$$

滑动模态期望极点的选取直接影响滑动模态的特征根，从而影响闭环系统的动态响应。对智能车辆运动控制的自动转向系统而言，需要从以下两个方面确定滑动模态的期望极点：(1) 从智能车辆行驶舒适性的要求出发，根据 4.1 节要求，为保证横向加速度和横向冲击度满足约束条件，不同车速下对前轮偏角及其变化率进行限制，这导致自动转向系统的控制受限不能产生任意的控制作用，即不能产生速度快的动态响应要求，更恶劣的情况下可能不满足自动转向滑模变结构反馈系统稳定性要求；(2) 在满足行驶舒适性的前提下，尽量提高动态响应速度，以满足自动转向动态品质和滑动模态的稳定性。因此，综合考虑控制受限和动态品质两种情况，期望运动的动态响应速度不宜过快，即期望极点不宜出现在离虚轴过远处。

### 5.3.1.2 滑动模态控制律的设计

设计切换函数之后,下面需要求解控制律。这里采用趋近律方法设计滑模控制律。趋近律法通过设计趋近运动的形式,提高变结构控制系统的动态品质,特别是趋近运动的品质,这有利于提高自动转向控制系统路径跟踪的动态品质。

采用指数趋近律<sup>[118]</sup>,即

$$\dot{s} = -\varepsilon \operatorname{sgn}(s) - ks \quad (5.10)$$

式中, $\varepsilon$ 和 $k$ 分别是等速趋近律参数和指数趋近律参数,取值为正; $s$ 为切换函数; $\operatorname{sgn}(\cdot)$ 为符号函数。

对式(5.7)求导,并代入式(5.10)得滑模控制律为

$$\delta_{\text{Fd}} = -(CB)^{-1} (CA\tilde{x} + ks + \varepsilon \operatorname{sgn}(s)) \quad (5.11)$$

为减小系统抖振问题,用饱和函数 $\operatorname{sat}(\cdot)$ 代替符号函数 $\operatorname{sgn}(\cdot)$ ,即

$$\delta_{\text{Fd}} = -(CB)^{-1} (CA\tilde{x} + ks + \varepsilon \operatorname{sat}(s)) \quad (5.12)$$

这种控制系统称为具有准滑动模态的变结构控制系统<sup>[123, 124]</sup>,能够有效抑制变结构系统的抖振问题。饱和函数 $\operatorname{sat}(\cdot)$ 定义为

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} 1 & s > \Delta_b \\ s / \Delta_b & |s| \leq \Delta_b \\ -1 & s < -\Delta_b \end{cases} \quad (5.13)$$

式中, $\Delta_b$ 称为边界层,这里取值为 $\Delta_b=0.001$ 。

滑模变结构控制律(5.12)中看出,控制参数 $\varepsilon$ 和 $k$ 对反馈控制律有影响。等速趋近律参数 $\varepsilon$ 表示到达切换面的速率,其值越大,由初始状态到达切换面的时间越短,但是 $\varepsilon$ 太大,会引起抖振。指数趋近律参数 $k$ 表示趋近运动的收敛速率,其值越大,趋近运动速率越快,到达切换面的时间越短。为了使趋近运动加快,并削弱抖振,可以减小 $\varepsilon$ ,增大 $k$ 。自动转向滑模变结构控制系统要求良好的动态响应特性的同时,也需要满足横向加速度、横向冲击度等约束条件。因此, $\varepsilon$ 和 $k$ 的选取不宜过大,在满足约束条件情况下,可适当减小 $\varepsilon$ ,增大 $k$ 。

### 5.3.1.3 控制参数对自动转向滑模变结构控制系统的影响

控制参数包括期望极点 $p_i$  ( $i=1, 2, 3, 4, 5$ )以及趋近律参数 $\varepsilon$ 和 $k$ 。由于自动转向系统的控制受限,因此不能产生任意的控制效果,更恶劣的情况下可能导致系统不稳

定。而且，切换面和控制律参数是相互影响的<sup>[123]</sup>。因此，通过选取合理的期望极点以及趋近律参数保证系统稳定，并具有良好的动态品质。

为分析方便，滑动模态的期望极点选取为  $p_1=p_2=p_3=p_4=p_5=p$  ( $p$  为负实数)，指数趋近律参数  $k$  取 0，只考虑等速趋近律参数  $\varepsilon$  和期望极点  $p$  对自动转向变结构控制系统的影响。本节通过数值仿真方法进行分析。仿真参数如表 5.1 所示，仿真系统如图 5.3 所示。通过大量的仿真分析发现， $p$  和  $\varepsilon$  的取值直接影响变结构系统的稳定性。这里给出某一工况下(工况如下：车速  $u$  为 30m/s，状态变量  $x$  的初始值为  $x_0=[0, 0, 10, 0, 0, 0]^T$ ，道路曲率  $\kappa$  为 0)，使系统稳定的  $p$  和  $\varepsilon$  边界值，如图 5.6 所示。

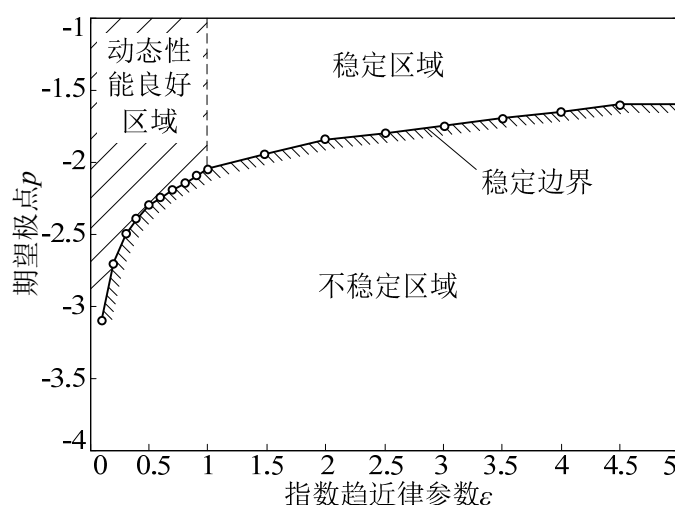


图 5.6 某一工况下使系统稳定的控制参数边界

图 5.6 表示，如果  $\varepsilon$  或  $p$  的取值超出边界曲线，闭环系统不稳定。在稳定区域内， $p$  的绝对值越大，系统动态响应越快； $\varepsilon$  越大，状态到达切换面的速率越快。自动转向滑模变结构控制系统要求在满足稳定性的前提下， $p$  和  $\varepsilon$  越大越好。但是图中看出，这是矛盾的。大量的仿真结果表明， $\varepsilon$  在 0.5-1 区间，且  $p < -1$  时，反馈系统具有良好的动态品质，即此区间是反馈系统性能较好的区域。这里选取  $\varepsilon$  为 0.5，极点  $p$  为 -2.3。这样，闭环系统首先保证了闭环系统较快的动态响应，且减小  $\varepsilon$  来削弱了变结构系统的抖振。另外，到达切换面的速率通过选取  $k$  来得到补偿。

下面分析参数  $k$  对系统动态品质的影响。大量的仿真试验结果表明，较大的  $k$  (上述仿真工况下， $k > 5$  时系统不稳定) 由于要求系统的动态响应太快，导致闭环系统不稳定。图 5.7 所示为  $k$  对横向位置偏差  $\Delta y_L$  的影响。当  $k < 1$  时，横向位置偏差具有良好的动态响应，即调节时间和超调量均满足设计要求，并且  $k$  的变化对动态性能的影响

响较小；当  $k>1$  时，随着  $k$  的增加， $\Delta y_L$  随时间变化的曲线出现振荡现象。因此， $k$  应在  $0<k<1$  范围内选取。这里选取  $k$  为 0.5。

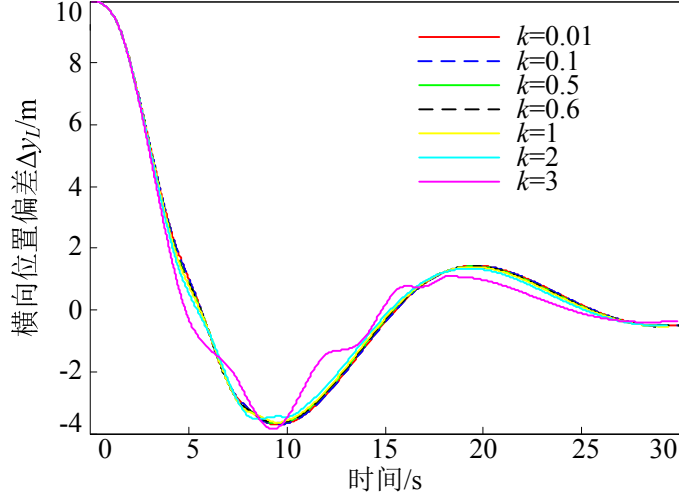


图 5.7 参数  $k$  对横向位置偏差  $\Delta y_L$  动态性能的影响

#### 5.3.1.4 稳定性分析

在不考虑控制受限情况下，选取 Lyapunov 函数为

$$V(\tilde{x}) = \frac{1}{2} s(\tilde{x})^T s(\tilde{x}) \quad (5.14)$$

对时间求导可得

$$\dot{V}(\tilde{x}) = s(\tilde{x}) \dot{s}(\tilde{x}) = -ks^2 - \varepsilon |s| \quad (5.15)$$

因此，只要  $k>0$ ，且  $\varepsilon>0$ ，则  $\dot{V}(\tilde{x})<0$ 。所以闭环系统是稳定的。

#### 5.3.1.5 仿真实验验证

通过仿真试验验证自动转向滑模变结构控制系统性能。设计的仿真工况不仅包括初始误差，而且存在道路曲率干扰。车辆-道路之间的偏差由滑模控制来消除，道路曲率则由前馈控制来抑制。仿真时，状态变量的初始值设定为  $x=[0, 0, 1, 0, 0, 0]^T$ ，即车辆初始的横向位置偏离期望道路 1m、车辆航向与道路方向一致、初始前轮偏角及其变化率都为 0。期望道路如图 5.8 所示，仿真时间  $t=50s$  时，道路曲率(幅值为  $0.001m^{-1}$ )以斜坡信号方式作用于车辆-道路系统动力学模型上(图 5.8 (a))，即期望道路由直线和圆曲线组成(图 5.8 (b))。

仿真时，滑动模态的期望极点选取为  $p=-2.3$ ，趋近律参数选取为  $\varepsilon=0.5$ 、 $k=0.5$ ，车辆参数同表 5.1。自动转向滑模变结构控制系统的仿真结果如图 5.9 所示。

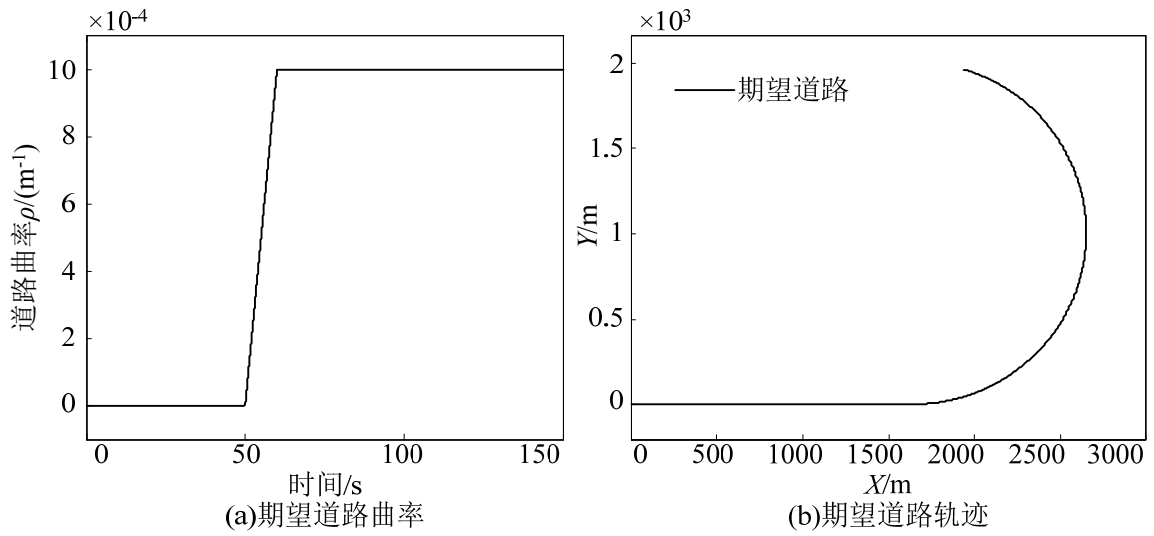


图 5.8 仿真工况的道路曲率和期望道路轨迹

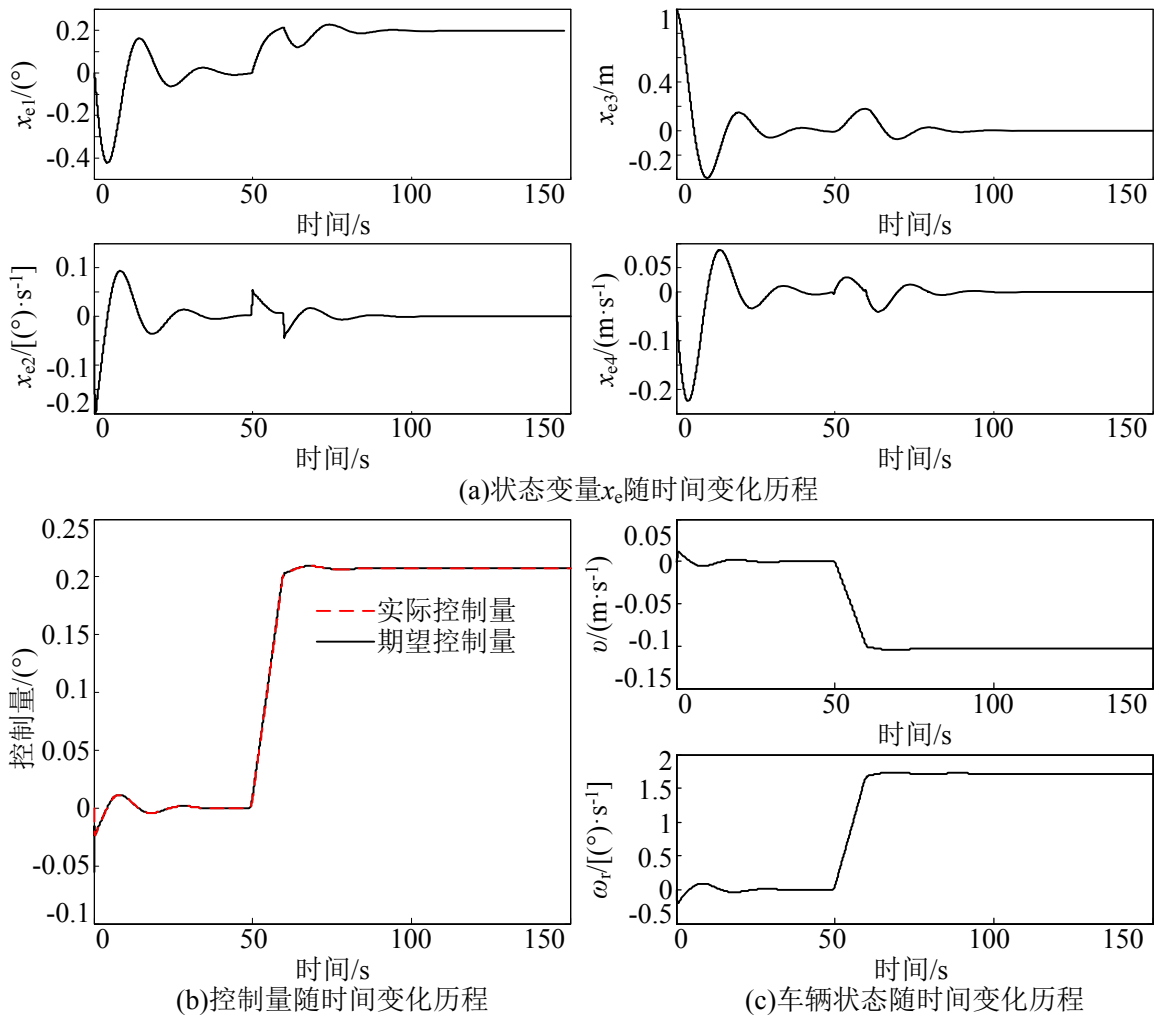


图 5.9 仿真结果

图 5.9 (a) 表明, 直线跟踪时, 横向位置偏差  $x_{e3}$  和方向偏差  $x_{e1}$  迅速收敛到 0, 并且超调较小; 圆周行驶时, 方向偏差  $x_{e1}$  趋向于稳态值 (其值等于质心侧偏角), 横向位置偏差  $x_{e3}$  收敛于 0。这是由于自动转向滑模变结构控制系统中对状态变量进行重构的原因 (见图 5.5), 仿真结果表明该方法对消除横向位置偏差的稳态误差具有良好的效果, 使之收敛于 0。图 5.9 (b) 表示期望控制量 (即期望前轮偏角  $\delta_{Fd}$ ) 和实际控制量 (实际前轮偏角  $\delta_F$ ) 随时间变化历程。由于通过控制参数 (极点  $p$ 、趋近律参数  $\varepsilon$  和  $k$ ) 的选取来满足了前轮偏角及其变化率所受的限制, 滑模变结构控制系统所计算的期望控制量符合实际控制量约束范围, 换言之实际控制量能较好的体现期望值, 这有助于提高乘坐舒适性。图 5.9 (c) 表示智能车辆的质心横向速度和横摆角速度变化曲线, 曲线表明在该仿真工况下车辆具有良好的动力学响应。

### 5.3.2 基于 Backstepping 的自适应滑模控制

本节探讨基于 Backstepping 设计方法的自适应滑模控制技术在智能车辆转向控制中的应用。Backstepping 设计方法, 又称反演设计方法, 反步法、回推法或后推法, 是一种基于 Lyapunov 函数方法的新思想, 通常与 Lyapunov 型自适应律一起使用, 综合考虑控制律和自适应律, 使整个闭环控制系统满足期望的动态、静态性能指标<sup>[125]</sup>。该方法于 1991 年首次提出, 并在处理线性系统和某些非线性系统时表现出较大的潜力<sup>[126]</sup>。Backstepping 设计方法的基本思想是将复杂的非线性或线性系统分解成不超过系统阶次的若干子系统, 在每个子系统分别设计 Lyapunov 函数, 并确定满足稳定性的中间虚拟控制量, 然后一直后退到整个系统, 直到完成整个控制律的设计<sup>[125]</sup>。Backstepping 设计方法通过反向设计 (recursive design) 使系统的 Lyapunov 函数和控制器设计过程系统化、结构化。

Backstepping 设计方法实际上是一种逐步递推的设计方法, 比较适合在线控制, 以达到减少在线计算时间的目的。此外, Backstepping 设计方法中引进的虚拟控制本质上是一种静态补偿思想, 前面子系统必须通过后面子系统的虚拟控制才能达到镇定的目的<sup>[127, 128]</sup>。

自动转向控制系统需要通过控制前轮偏角, 使车辆-道路的横向位置偏差和方向偏差趋向于 0。显然其控制输入数量为 1, 而需要控制的物理量为 2 个。对于智能车辆道路跟踪而言, 自动转向控制时, 要对横向位置偏差进行控制使之趋近于 0, 而方向偏差满足收敛条件即可。因此, 这里只采用横向位置偏差及其变化率作为控制目标, 使其收敛于 0。此时, 视方向偏差及其变化率为系统干扰, 显然该干扰直接可以通过

传感器测量得到，所以是已知干扰。因此，以横向位置偏差为控制目标的，基于 Backstepping 设计方法的自适应滑模控制系统的框图可由图 5.10 描述。

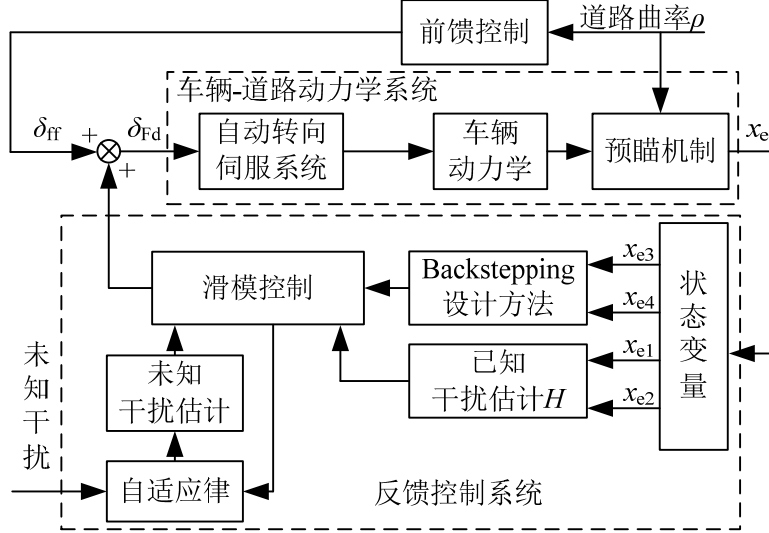


图 5.10 基于 Backstepping 的自适应滑模控制系统框图

图中看出，反馈控制系统中设计了对于未知干扰能够精确估计的干扰估计自适应律，以保证控制系统对外界未知干扰具有鲁棒性。同时，对于已知干扰  $x_{e1}$  和  $x_{e2}$ ，则通过模型计算  $H$  的值。反馈系统中只考虑了状态  $x_e$ ，未考虑执行机构的状态  $x_a$ 。这是因为若对状态  $x_a$  进一步采用 Backstepping 设计方法，则会引生出状态  $x_{e3}$  和  $x_{e4}$  的高阶导数。然而传感器测量结果只能给出  $x_{e3}$  和  $x_{e4}$ ，其导数值只能通过数值微分进行计算，这将导致控制系统难以实现。因此，设计控制器时，首先对模型进行降阶，忽略转向执行机构影响而得到期望的前轮偏角。然后，通过调整控制器参数以获得适用于考虑转向执行机构动力学模型的控制系统。

另外，本节中的状态约束 (5.2) 右端最大值不依据车速和乘坐舒适性条件计算，而根据车辆所能达到的最大值进行计算。智能车辆行驶的横向加速度指标通过调整控制器参数而得到满足。

### 5.3.2.1 降阶控制模型

基于上述分析，对模型进行降阶，得到二阶模型为

$$\begin{cases} \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \alpha_{44}x_4 + \alpha_{45}w_d + H \end{cases} \quad (5.16)$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}$$



式中,  $H$  为方向偏差及其变化率的函数,  $H=\alpha_{41}x_1+\alpha_{42}x_2$  (实际上  $H$  可通过状态计算而得, 因此可视为已知干扰);  $w_d$  为期望输入,  $w_d=x_5$ , 实际上就是计算得出的控制律;  $y$  为系统输出,  $y=x_3$ 。

同时, 考虑到系统不确定性和外界干扰, 如轮胎侧偏刚度的变化、横向风等, 模型 (5.16) 可表示为

$$\begin{cases} \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = \alpha_{44}x_4 + \alpha_{45}w_d + H + \Delta \\ y = [1 \quad 0] \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (5.17)$$

式中,  $\Delta$  为未知干扰, 即由系统参数不确定性和外界作用力引起的干扰, 如轮胎侧偏刚度变化、横向风或道路横向坡度等, 其具体数值很难通过模型计算或直接测量得出。

本节的控制器设计目的是求解  $w_d$  随时间变化规律, 在系统已知干扰和未知干扰作用下始终使输出  $y$  收敛于 0。对于已知干扰, 可通过状态变量的组合直接计算具体值。然而对于未知干扰, 其作用是无规律的、不确定的, 因此只能通过自适应算法对未知干扰进行估计, 以获得良好的控制效果, 使系统对干扰具有较强的鲁棒性。

### 5.3.2.2 Backstepping 滑模控制器设计

下面采用 Backstepping 设计方法对模型 (5.17) 逐步计算期望控制量。

第 1 步: 定义跟踪偏差函数  $e_1$  如下, 其中  $y_d$  表示期望的输出量,

$$e_1 = y - y_d \quad (5.18)$$

对自动转向系统而言横向位置偏差的期望值为 0, 且其变化率为 0, 因此

$$e_1 = x_3 \quad (5.19)$$

$e_1$  对时间求导得,

$$\dot{e}_1 = \dot{x}_3 = x_4 \quad (5.20)$$

定义 Lyapunov 函数为

$$V_1 = \frac{1}{2}e_1^2 \quad (5.21)$$

那么,

$$\dot{V}_1 = e_1 x_4 \quad (5.22)$$

为使  $\dot{V}_1 < 0$ ,  $e_1$  趋近于平衡点 0, 采用  $x_{4d}$  作为虚拟控制输入, 并记偏差  $e_2$  为

$$e_2 = x_4 - x_{4d} \quad (5.23)$$

选取虚拟控制  $x_{4d}$  为

$$x_{4d} = -c_1 e_1 \quad (5.24)$$

式中,  $c_1$  为偏差  $e_1$  的收敛系数,  $c_1 > 0$ 。

把式 (5.23) 和 (5.24) 代入 (5.22) 得到

$$\dot{V}_1 = e_1 e_2 - c_1 e_1^2 \quad (5.25)$$

如果  $e_2 = 0$ , 则  $\dot{V}_1 < 0$ 。为此, 需要进行下一步设计。

第 2 步: 对偏差  $e_2$  求导, 得到

$$\dot{e}_2 = \alpha_{44} x_4 + \alpha_{45} w_d + H + \Delta - c_1 \dot{e}_1 \quad (5.26)$$

定义 Lyapunov 函数为

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} s^2 \quad (5.27)$$

式中,  $s$  为切换函数, 切换函数选取为

$$s = c e_1 + e_2 \quad (5.28)$$

式中,  $c$  为切换函数系数,  $c > 0$ 。

那么, 对 (5.27) 求导得,

$$\dot{V}_2 = -c_1 e_1^2 - c e_1^2 + s(e_1 - c_1 c e_1 + c e_2 + \alpha_{44} e_2 - \alpha_{44} c_1 e_1 + \alpha_{45} w_d + H + \Delta + c_1 \dot{e}_1) \quad (5.29)$$

设计滑模变结构控制律为

$$w_d = \frac{1}{\alpha_{45}}(-e_1 - c \dot{e}_1 - \alpha_{44} e_2 + \alpha_{44} c_1 e_1 - c_1 \dot{e}_1 - H - \bar{\Delta} \operatorname{sgn}(s) - k s - \varepsilon \operatorname{sgn}(s)) \quad (5.30)$$

式中,  $\bar{\Delta}$  为干扰项  $\Delta$  的上界;  $c_1$ 、 $c$ 、 $k$  和  $\varepsilon$  为所需设计的控制参数。

把控制律 (5.30) 代入 (5.29), 得到

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= -c_1 e_1^2 - c e_1^2 + s(-H - \bar{\Delta} \operatorname{sgn}(s) + (H + \Delta) - k s - \varepsilon \operatorname{sgn}(s)) \\ &= -c_1 e_1^2 - c e_1^2 - \bar{\Delta} |s| + \Delta s - k s^2 - \varepsilon |s| \\ &\leq -c_1 e_1^2 - c e_1^2 - (\bar{\Delta} - |\Delta|) |s| - k s^2 - \varepsilon |s| \leq 0 \end{aligned} \quad (5.31)$$

因此, 在控制律 (5.30) 作用下, 反馈控制系统 (5.17) 是稳定的。该控制律中对未知干扰  $\Delta$  采用其上界  $\bar{\Delta}$  来设计控制律。然而其上界是无法确定的, 而且由于智能

车辆行驶环境的不确定性，位置干扰的变化趋势和上界是不确定的。因此，需要通过合适的算法对位置干扰进行估计，采用估计值设计反馈控制律。下面就未知干扰的上界采用自适应控制律对其进行估计。

### 5.3.2.3 自适应控制律设计

仍按照上述 Backstepping 设计方法的思路进行自适应控制律的设计。令未知干扰  $\Delta$  的偏差为  $e_3$

$$e_3 = \Delta - \hat{\Delta} \quad (5.32)$$

式中， $\Delta$  为未知干扰的准确值，这里假设未知干扰  $\Delta$  是缓慢变化的，即  $\dot{\Delta} \approx 0$ ； $\hat{\Delta}$  为未知干扰的估计值。

第 3 步：对偏差  $e_3$  求导，得到

$$\dot{e}_3 = -\dot{\hat{\Delta}} \quad (5.33)$$

定义 Lyapunov 函数为

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2\lambda} e_3^2 \quad (5.34)$$

式中， $\lambda$  为所需确定的自适应控制参数， $\lambda > 0$ 。

对 (5.34) 求导，得到

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 = & s \left( e_1 - c_1 c e_1 + c e_2 + \alpha_{44} e_2 - \alpha_{44} c_1 e_1 + \alpha_{45} w_d + H + \hat{\Delta} + c_1 \dot{e}_1 \right) \\ & - c_1 e_1^2 - c e_1^2 - e_3 \left( \frac{1}{\lambda} \dot{\hat{\Delta}} - s \right) \end{aligned} \quad (5.35)$$

取自适应控制律为

$$\dot{\hat{\Delta}} = \lambda s \quad (5.36)$$

那么，自适应 Backstepping 滑模变结构控制律为

$$w_d = \frac{1}{\alpha_{45}} \left( -e_1 - c \dot{e}_1 - \alpha_{44} e_2 + \alpha_{44} c_1 e_1 - c_1 \dot{e}_1 - H - \int \lambda s dt - ks - \varepsilon \operatorname{sgn}(s) \right) \quad (5.37)$$

式中， $c_1$ 、 $k$ 、 $\varepsilon$ 、 $c$ 、 $\lambda$  为控制参数，其值根据自动转向系统的性能要求和期望的动态品质选取。

自适应 Backstepping 滑模控制律代入 (5.35)，得到

$$\dot{V}_3 = -c_1 e_1^2 - c e_1^2 - ks^2 - \varepsilon |s| \leq 0 \quad (5.38)$$

因此，在控制律 (5.37) 作用下的自动转向控制系统是稳定的。

#### 5.3.2.4 控制参数对 Backstepping 滑模控制系统的影响

基于 Backstepping 的自适应滑模控制系统共有 5 个控制参数需要调整。控制参数的选取直接影响控制系统动态性能。另外，5.3.2 节的控制器设计没有考虑执行机构动力学约束，因此通过调节合理的控制参数，使闭环系统在加入执行机构动力学模型时 also 具有良好的动态品质。下面通过基于 MATLAB/Simulink 的仿真环境分析控制参数对自动转向 Backstepping 滑模控制系统动态品质的定量影响。仿真时，考虑转向执行机构的动力学模型，但是没有依据车速来限制前轮偏角及其变化率。车辆行驶的平顺性指标通过调整仿真参数进行评价，这点不同于 5.3.1 节的控制器设计思路。

仿真时，状态变量的初始值设定为  $x=[0, 0, 1, 0, 0, 0]^T$ 、曲率为  $\rho=0$ 、车速为  $u=30\text{m/s}$ ，其他仿真参数同表 5.1。在大量仿真分析基础上，分析不同的控制参数对横向位置偏差  $\Delta y_L$  和车辆横向加速度  $a_y$  的定量影响。

##### (1) 控制参数 $c_1$ 对自动转向 Backstepping 自适应滑模控制系统的影响

图 5.11 示为控制参数  $c_1$  对自动转向控制系统动态响应的影响。此时其他控制参数选取为  $k=0.5$ 、 $\varepsilon=0.1$ 、 $c=1$ 、 $\lambda=0.02$ 。

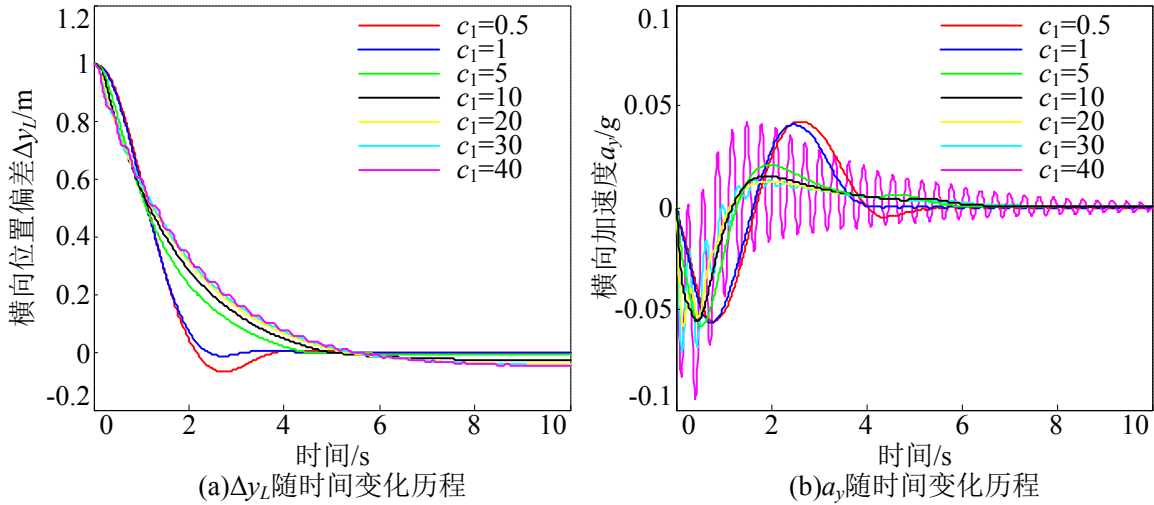


图 5.11 控制参数  $c_1$  对系统动态响应的影响

图 5.11 (a) 中看出， $c_1 < 5$  时，系统动态响应速度（收敛速度）越快、产生的超调越大； $c_1 > 5$  时，系统动态响应速度越慢、产生的超调越小，而  $c_1 > 30$ ，则会使系统产生明显振荡。图 5.11 (b) 表示， $c_1 < 5$  时对应的横向加速度  $a_y$  与  $c_1 > 5$  时的值相比明显较大；而  $c_1 > 30$  时， $a_y$  产生明显的振荡。同时，当  $c_1$  在 5 和 20 之间变化时， $\Delta y_L$  和  $a_y$  随时间变化的曲线基本一致、变化不大，也就是说  $c_1$  取 5 到 20 之间数值时，对

系统动态品质的影响不大，而且此时系统具有良好的动态品质，因此控制参数  $c_1$  可在 5-20 之间选取。综合考虑  $\Delta y_L$  的收敛速度和  $a_y$  的变化基础上，这里选取  $c_1=10$ 。此时， $\Delta y_L$  收敛时间约为 6s，车辆行驶过程中的  $a_y$  最大值约为  $0.05g$ 。

### (2) 控制参数 $k$ 对自动转向 Backstepping 自适应滑模控制系统的影响

控制参数  $k$  表示滑模控制律中趋近律项的指数趋近律参数。参数  $k$  影响趋近运动的速度。此时其他控制参数选取为  $c_1=10$ 、 $\varepsilon=0.1$ 、 $c=1$ 、 $\lambda=0.02$ 。图 5.12 示为  $k$  分别取 0.01、0.1、0.2、0.3、0.5、1 和 5 时， $\Delta y_L$  和  $a_y$  随时间变化历程。显然， $k$  对系统动态品质影响较大。当  $k \leq 0.01$  时， $\Delta y_L$  收敛速度很慢，不能满足自动转向系统动态性能指标要求。随着  $k$  的增加，系统动态响应的的时间减小、系统动态性能提高，进而横向加速度响应增加。当  $0.3 \leq k \leq 1$  时， $\Delta y_L$  的动态响应速度有明显增加，提高了系统品质，然而当  $k=1$  时， $a_y$  最大值接近  $0.1g$ 。当  $k$  进一步增大时，即  $k > 1$  时， $\Delta y_L$  的收敛时间过快、 $a_y$  值很大，如当  $k=5$  时，系统的动态响应时间不到 0.5s、伴有振荡，此时  $a_y$  已远远超过  $0.1g$ ，这严重影响车辆行驶的平顺性，不利于自动转向系统的实现。因此， $k$  的选取应在 0.3-1 之间选取。若要得到更快的收敛时间，则选取  $k$  较大；若要获得更好的车辆行驶平顺性，则选取  $k$  较小。这里选取  $k=0.5$ 。此时， $\Delta y_L$  的收敛时间约为 6s 左右， $a_y$  的最大值不到  $0.05g$ ，可以满足自动转向系统的动态品质要求。

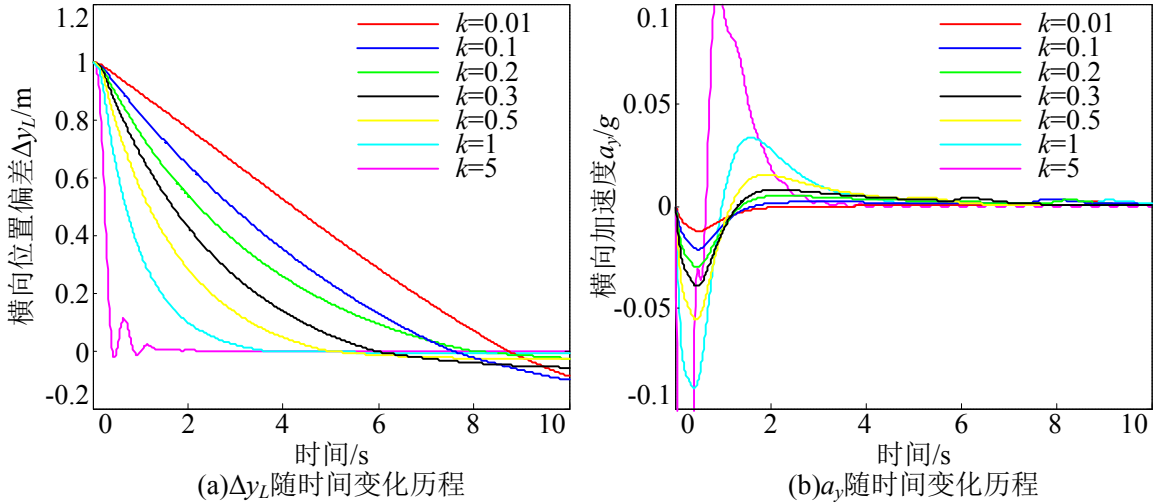


图 5.12 控制参数  $k$  对系统动态响应的影响

### (3) 控制参数 $\varepsilon$ 对自动转向 Backstepping 自适应滑模控制系统的影响

控制参数  $\varepsilon$  表示滑模控制律中趋近律项的等速趋近律参数。参数  $\varepsilon$  影响状态到达滑动模态时的速率。 $\varepsilon$  的取值太大，可能会引起系统振荡。其他控制参数选取为  $c_1=10$ 、

$k=0.5$ 、 $c=1$ 、 $\lambda=0.02$ ，控制参数  $\varepsilon$  分别取 0.01、0.05、0.1、0.2、0.3、0.5 和 1 时， $\Delta y_L$  和  $a_y$  的动态响应曲线如图 5.13 所示。

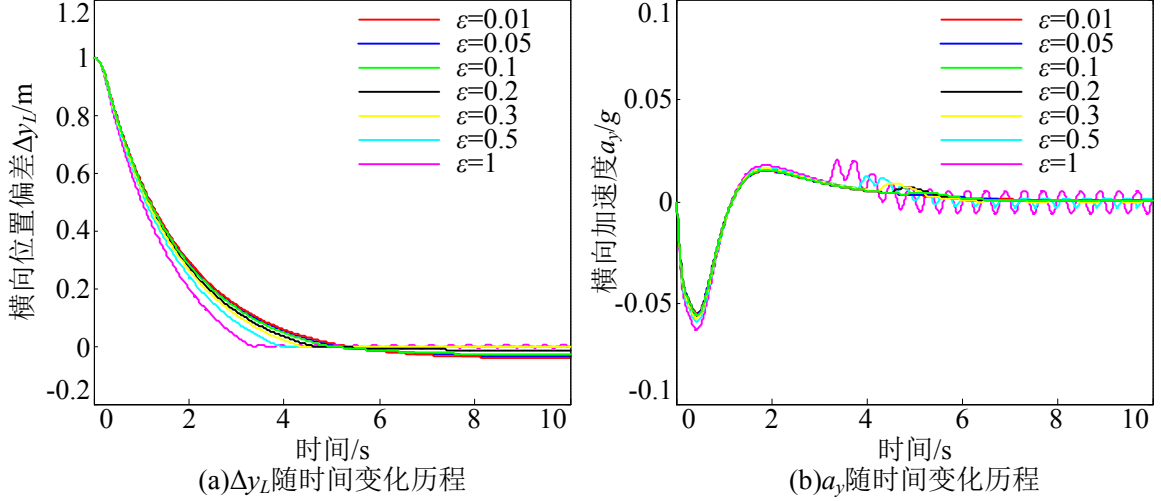


图 5.13 控制参数  $\varepsilon$  对系统动态响应的影响

图 5.13 (a) 表示  $\varepsilon > 1$  时， $\Delta y_L$  产生抖振情况；而  $\varepsilon < 1$  时， $\Delta y_L$  的变化曲线与参数  $\varepsilon$  基本无关，但是  $\varepsilon$  太小 ( $\varepsilon < 0.05$ )，则到达滑动模态的时间长。图 5.13 (b) 表示  $\varepsilon > 1$  时， $a_y$  产生明显的振荡；当  $0.2 < \varepsilon < 1$  时，到达切换面时刻（对应时间约为 5s 左右）存在抖动，当  $\varepsilon < 0.2$  时，该抖动不再存在。因此， $\varepsilon$  应在 0.05-0.2 之间选取。这里选取  $\varepsilon = 0.1$ 。此时， $\Delta y_L$  和  $a_y$  都具有良好的时域响应特性。

#### (4) 控制参数 $c$ 对自动转向 Backstepping 自适应滑模控制系统的影响

图 5.14 所示为切换函数增益  $c$  取不同参数时对控制系统性能的影响。

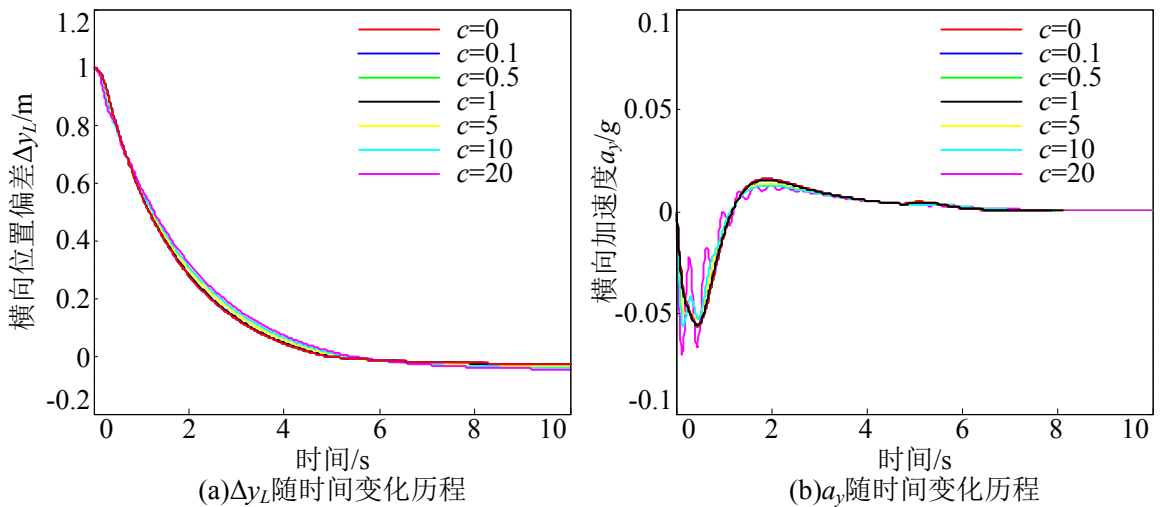


图 5.14 控制参数  $c$  对系统动态响应的影响

此时其他控制参数选取为  $c_1=10$ 、 $k=0.5$ 、 $\varepsilon=0.1$ 、 $\lambda=0.02$ ， $c$  分别取 0、0.1、0.5、1、5、10 和 20。图 5.14 (a) 中看到， $c$  的取值，对  $\Delta y_L$  的动态性能没有太大影响，曲线基本趋于一致；随着  $c$  的增加，动态响应时间略有增加。图 5.14 (b) 则表示，当  $c>5$  时， $a_y$  曲线产生振荡，影响车辆行驶的舒适性；当  $0 \leq c < 5$  时， $a_y$  随时间变化的曲线几乎不随  $c$  的不同而变化。因此， $c$  可在 0-5 之间任意选取，这里选取  $c=1$ 。

#### (5) 控制参数 $\lambda$ 对自动转向 Backstepping 自适应滑模控制系统的影响

控制参数  $\lambda$  是未知干扰估计的自适应律参数，其值决定未知干扰的收敛速率。分析时其他控制参数选取为  $c_1=10$ 、 $k=0.5$ 、 $\varepsilon=0.1$ 、 $c=1$ ，控制参数  $\lambda$  分别取 0、0.02、0.03、0.05、0.1、1 和 2。图 5.15 所示为控制参数  $\lambda$  对自动转向控制系统动态时域响应曲线的影响。当  $\lambda>1$  时，自动转向 Backstepping 自适应控制系统剧烈振荡；当  $\lambda<0.1$  时， $a_y$  随时间变化的曲线基本一致，随  $\lambda$  变化的趋势不明显，而  $\Delta y_L$  随时间变化的曲线有稍微差别。随着  $\lambda$  的增加， $\Delta y_L$  的动态响应时间稍有减小，表明对干扰的补偿效果稍有增加。为获得良好的自适应估计效果，参数  $\lambda$  应在 0-0.1 之间选取，这里选取 0.02。

至此，通过仿真试验的手段分析了不同控制参数对自动转向 Backstepping 自适应滑模控制系统动态品质的定量影响，并给出了参数可取范围。

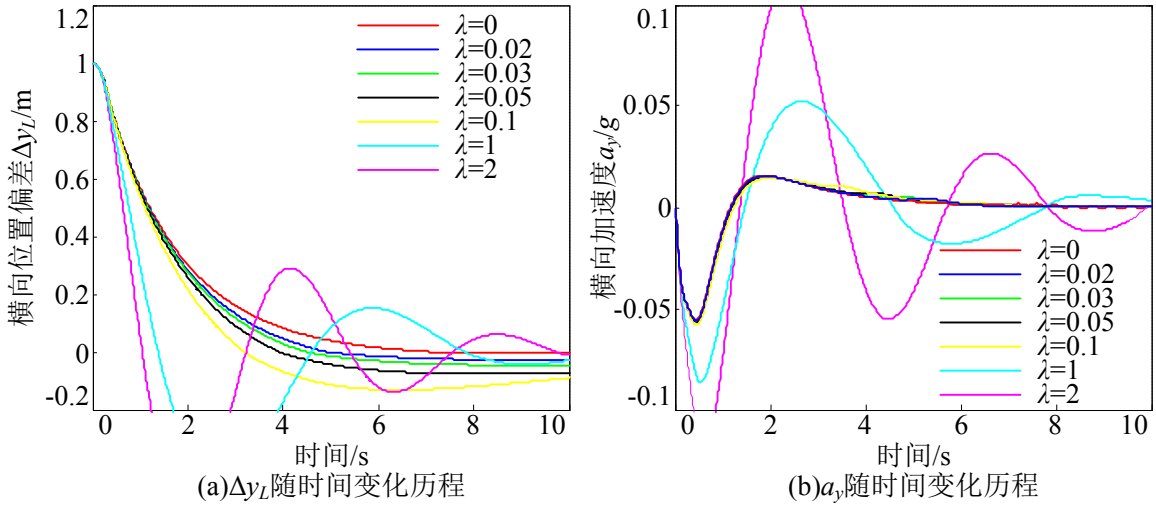


图 5.15 控制参数  $\lambda$  对系统动态响应的影响

#### 5.3.2.5 仿真验证

为验证所设计的基于 Backstepping 设计方法的自动转向自适应滑模控制方法，在 MATLAB/Simulink 的仿真环境下通过设计简单的仿真工况进行仿真试验。本章提出的控制方法基本思路为前馈和反馈控制，前馈控制量由曲率和车辆行驶动力学稳态特性

直接计算得出；反馈控制量通过本节设计的控制方法计算得到。本节通过设计 4 种不同的仿真工况，综合分析所提出控制方法的可行性和动态品质。

#### （1）仿真工况 1：对道路曲率干扰的抑制效果

首先分析自动转向控制系统对曲率干扰的抑制作用，以便验证前馈和反馈控制系统的可行性。仿真时车辆参数如表 5.1 所示，车速为  $u=30\text{m/s}$ ，状态变量的初始值为  $x=[0, 0, 0, 0, 0, 0]^T$ ，预瞄点处的道路曲率为如图 5.16 所示，即道路曲率分别为  $0.001\text{m}^{-1}$  和  $0.002\text{m}^{-1}$  以阶跃方式作用于车辆-道路系统且有正有负，控制参数选取为  $c_1=10$ 、 $k=0.5$ 、 $\varepsilon=0.1$ 、 $c=1$ 、 $\lambda=0.02$ 。

仿真结果如图 5.17 所示。图 5.17（a）表示状态变量  $x_e$  随时间变化历程， $x_e$  表示为  $x_e=[x_{e1}, x_{e2}, x_{e3}, x_{e4}]^T=[\Delta\psi_0 \quad \Delta\dot{\psi}_0 \quad \Delta y_L \quad \Delta\dot{y}_L]^T$ 。图 5.17（b）所示为实际前轮偏角随时间变化曲线。图 5.17（c）所示为车辆横向速度  $v$  和横摆角速度  $\omega_r$  随时间变化历程。红线表示为曲率  $0.001\text{m}^{-1}$  时的仿真结果，黑线表示为曲率  $0.002\text{m}^{-1}$  时的仿真结果。

从以上仿真结果可以看出，本节提出的自动转向控制方法能够很好地抑制道路曲率干扰的影响，即车辆在自动转向系统控制作用下能够较好地跟踪期望曲线道路。图 5.17（a）的  $x_{e3}$ （横向位置偏差）曲线表明，横向位置偏差的极大值出现在曲率突变时刻，当曲率从  $0.002\text{m}^{-1}$  突变为  $-0.002\text{m}^{-1}$  时，最大  $x_{e3}$  约为  $0.4\text{m}$ ；车辆跟踪曲线或直线时的  $x_{e3}$  约为 0。图 5.17（a）的  $x_{e1}$ （方向偏差）曲线表明，曲线行驶时  $x_{e1}$  的稳态值不为 0（通过计算可以得出其稳态值与质心侧偏角的稳态值是数值相同的）；直线行驶时  $x_{e1}$  的稳态值为 0。图 5.17（b）所示为期望前轮偏角（即期望控制量）经过转向执行机构后作用于车辆的实际前轮偏角值。曲线表明，为满足道路跟踪精度要求，曲率干扰作用时刻前轮偏角值以及变化率较大。图 5.17（c）所示的车辆状态  $v$  和  $\omega_r$  曲线表明在自动转向系统控制作用下，智能车辆具有良好的横向运动动力学响应。

综上所述，本节设计的自动转向控制系统对道路曲率干扰具有良好的抑制作用，能够精确跟踪已知曲率的曲线路径，并具有良好的车辆动力学特性。

#### （2）仿真工况 2：对外界不确定干扰的鲁棒性

智能车辆的行驶环境是复杂的、多变的，表现在车辆-道路系统动力学模型中则是其模型具有外界不确定干扰项。这种干扰包括横向风、道路横向坡度等，主要是以横向干扰力的方式作用于车辆。仿真工况 2 中只考虑横向风的影响，且假设横向风  $F_{yD}$  作用于车辆质心，因此横向力引起的横摆干扰力矩  $M_{zD}$  为 0。另外，文献[129]给出了作用于车辆的横向风速度  $v_w$  与干扰力  $F_{yD}$  之间的经验公式。



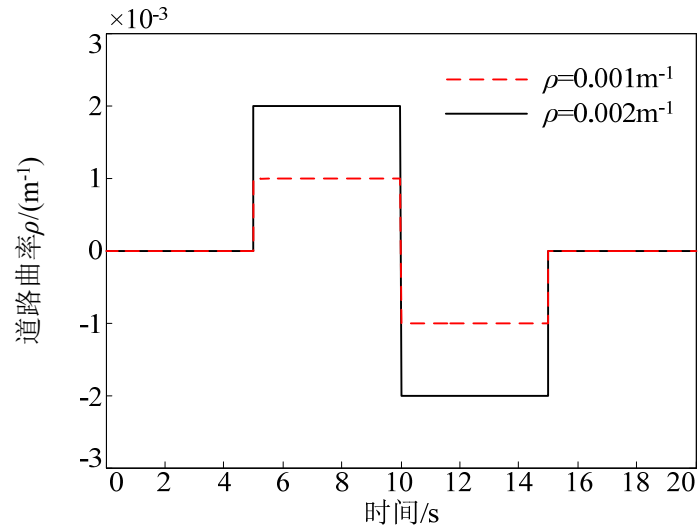
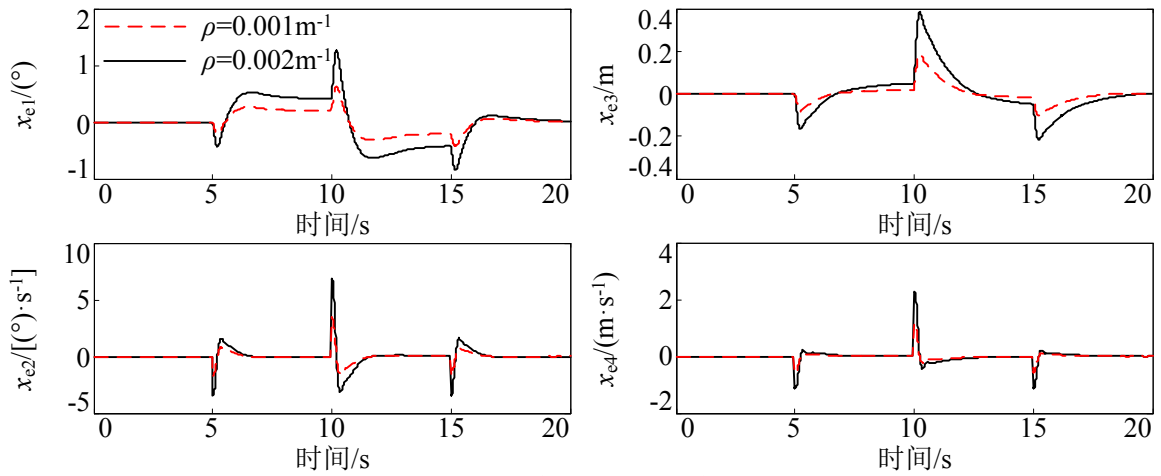
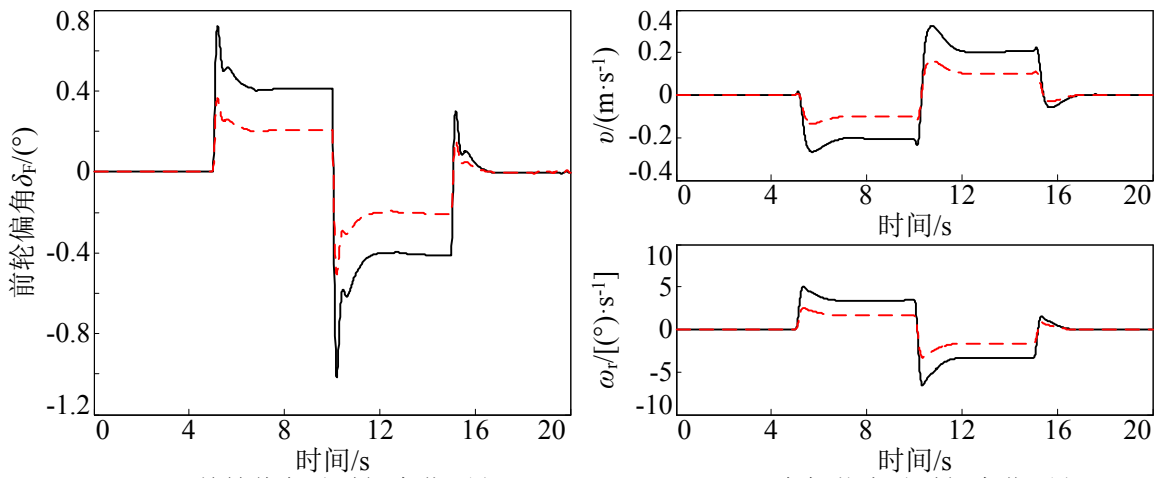


图 5.16 期望道路曲率随时间变化历程

(a) 状态变量  $x_e$  随时间变化历程

(b) 前轮偏角随时间变化历程

(c) 车辆状态随时间变化历程

图 5.17 仿真工况 1 的仿真结果

仿真时车辆参数如表 5.1 所示。车速为  $u=30\text{m/s}$ ，状态变量的初始值为  $x=[0, 0, 0, 0, 0, 0]^T$ ，道路曲率为  $\rho=0$ 。在  $t=5\text{s}$  时刻，风速为  $v_w=15\text{m/s}$ <sup>[129, 130]</sup> 的横向风干扰力以阶跃方式作用于车辆质心上，如图 5.18 所示。控制参数选取为  $c_1=10$ 、 $k=0.5$ 、 $\varepsilon=0.1$ 、 $c=1$ 、 $\lambda=0.02$ 。

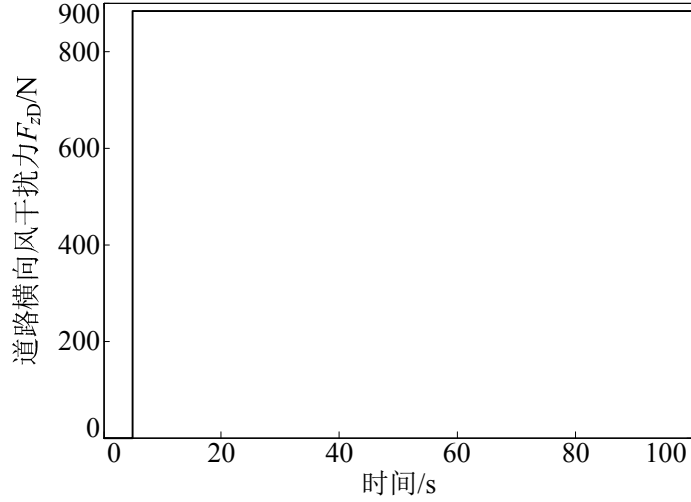


图 5.18 横向风干扰力作用曲线

仿真结果如图 5.19 所示。图 5.19 (a) 表示状态变量  $x_e$  随时间变化历程；图 5.19 (b) 所示为实际前轮偏角随时间变化曲线；图 5.19 (c) 所示为车辆横向速度  $v$  和横摆角速度  $\omega_r$  随时间变化历程。红虚线表示为有自适应干扰估计时的自动转向控制系统仿真结果（此时自适应律  $\lambda=0.02$ ），黑实线表示为没有干扰估计时的仿真结果（此时自适应律  $\lambda=0$ ）。

仿真结果的图 5.19 (a) 中  $x_{e3}$  曲线表明，当没有干扰估计时，由于横向风干扰力  $F_{yD}$  的作用  $x_{e3}$  不收敛于 0，而是收敛于稳态值。这表明没有自适应干扰估计时，在横向风干扰下，车辆跟踪直道时，存在约 0.08m 的稳态误差。虽然该稳态误差较小，实际应用时可忽略，但是从仿真计算来讲，这样的稳态误差是由于系统对干扰的不准确估计造成的。在控制系统中加入自适应干扰估计时，图 5.19 (a) 中  $x_{e3}$  曲线表明  $x_{e3}$  渐近收敛于 0。这说明所设计的基于 Backstepping 设计方法的自适应滑模控制系统对外界不确定干扰具有较强的鲁棒性。仿真结果中除图 5.19 (a) 中  $x_{e3}$  曲线外的其他图 5.19 (a)、(b) 和 (c) 的曲线均相差不多，这是因为横向风干扰力  $F_{yD}$  引起的偏差较小的缘故。仿真工况 2 的仿真试验结果表明所设计的自动转向控制系统对不确定的外界干扰具有较强的鲁棒性。

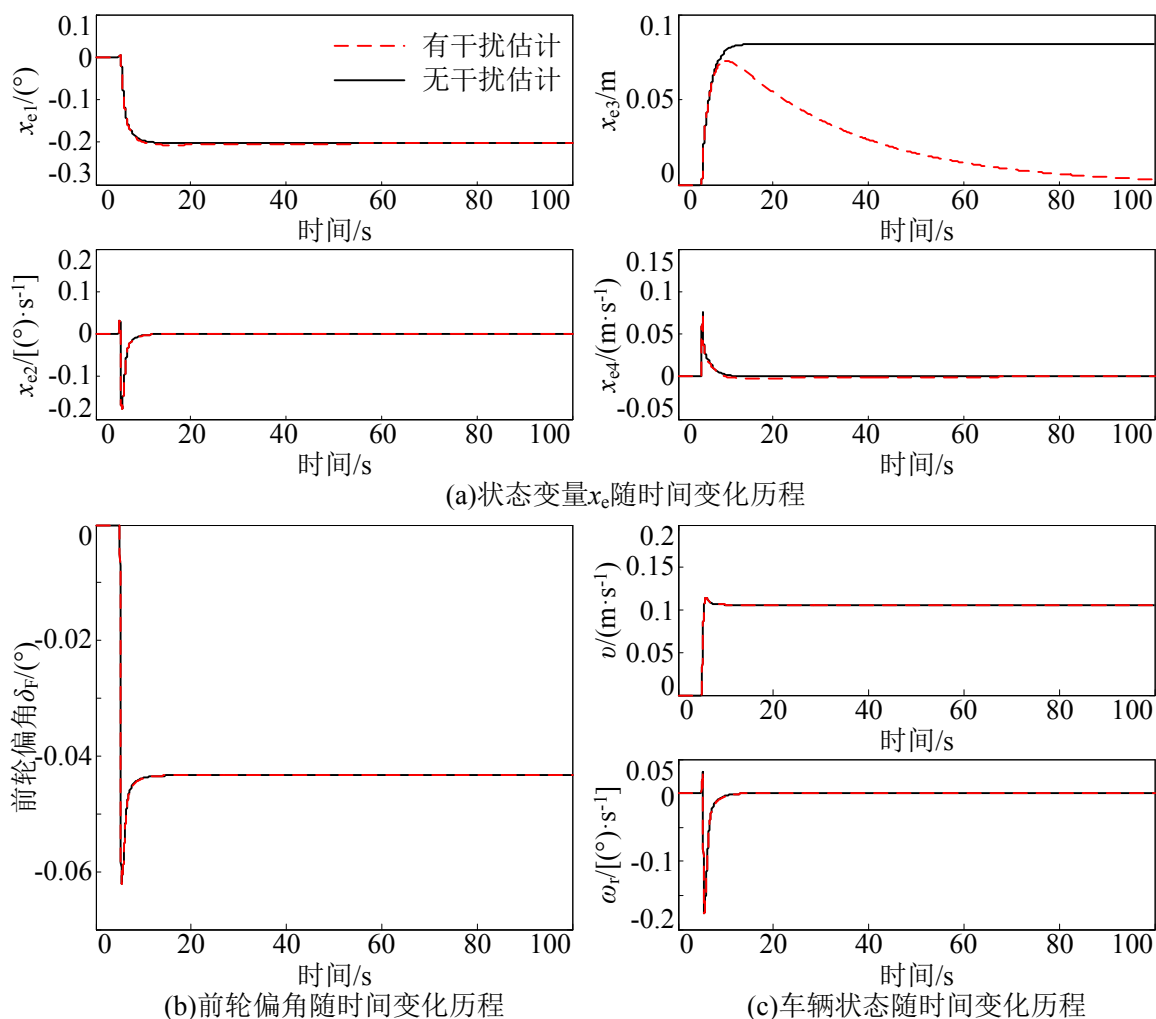


图 5.19 仿真工况 2 的仿真结果

### (3) 仿真工况 3: 对参数不确定性, 如轮胎侧偏刚度不确定性的鲁棒性

自动转向控制系统除了受外界不确定干扰的影响外, 还受自身参数变化的影响。如智能车辆在不同附着条件的道路上 (如干燥路面、湿滑路面等) 行驶时, 轮胎侧偏刚度发生变化, 按照第 4 章中的介绍, 智能车辆行驶的道路附着条件 ( $\mu=0.7-1$ ), 那么前后轴侧偏刚度变化范围分别为  $C_F \in [86498, 123569]N\cdot rad^{-1}$  和  $C_R \in [70016, 100024]N\cdot rad^{-1}$ 。另外, 车辆的质量和转动惯量则由于实验设备、实验人员等因素而发生变化, 其变化范围限定为  $m \in [1246, 1800]kg$  和  $I_z \in [1945, 2810]kg\cdot m^2$ 。因此, 所设计的自动转向控制系统应对这些参数的不确定性具有适应性和鲁棒性。仿真工况 3 就是针对参数不确定性进行仿真实验, 分析控制系统的鲁棒性。

仿真时前馈和反馈控制器所用到的车辆参数如表 5.1 所示, 而实际的车辆参数如表 5.2 所示。

表 5.2 实际车辆参数

参数	数值
质量 $m/\text{kg}$	1800
转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2810
前轴距 $l_F/\text{m}$	1.02
后轴距 $l_R/\text{m}$	1.53
前轴侧偏刚度 $C_F/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	86496
后轴侧偏刚度 $C_R/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	70016

仿真工况中，车速为  $u=30\text{m/s}$ ，状态变量的初始值为  $x=[0, 0, 0, 0, 0, 0]^T$ ，预瞄点处的道路曲率为如图 5.20 所示， $\rho=\pm 0.001\text{m}^{-1}$ 。控制参数选取为  $c_1=10$ 、 $k=0.5$ 、 $\varepsilon=0.1$ 、 $c=1$ 、 $\lambda=0.02$ 。

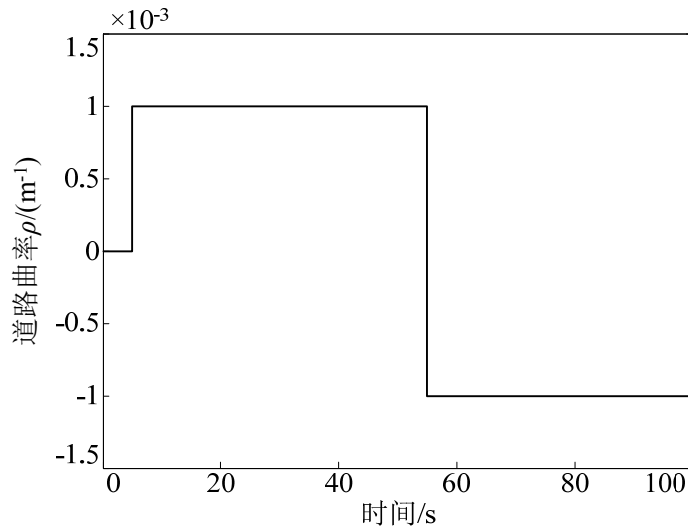


图 5.20 期望道路曲率随时间变化历程

仿真结果如图 5.21 所示。图 5.21 (a) 表示状态变量  $x_e$  随时间变化历程，图 5.21 (b) 所示为实际前轮偏角随时间变化曲线，图 5.21 (c) 所示为车辆横向速度  $v$  和横摆角速度  $\omega_r$  随时间变化历程。红虚线表示为有自适应干扰估计时的自动转向控制系统仿真结果（此时自适应律  $\lambda=0.02$ ），黑实线表示为没有干扰估计时的仿真结果（此时自适应律  $\lambda=0$ ）。

仿真结果的图 5.21 (a) 中  $x_{e3}$  曲线表明，当没有干扰估计时， $x_{e3}$  收敛于稳态值，而不是 0。这表明，车辆跟踪曲线时，由于参数不确定的存在，导致非 0 的稳态横向位置偏差。虽然该稳态偏差较小，但是影响道路跟踪控制系统性能。自动转向控制系统设计目标是对参数不确定具有鲁棒性，因此对参数不确定性干扰的准确估计是非常必要的。当引入自适应干扰估计律时， $x_{e3}$  随时间变化曲线如图 5.21 (a) 中红线所示。

曲线表明在干扰估计作用下,  $x_{e3}$  渐近收敛于 0, 说明所设计的基于 Backstepping 设计方法的自适应滑模控制系统对参数不确定引起的干扰具有较强的鲁棒性。仿真结果中除图 5.21 (a) 中  $x_{e3}$  曲线外的其他图 5.21 (a)、(b) 和 (c) 的曲线均相差不多, 这是因为参数不确定引起的偏差较小的缘故。

仿真工况 3 的仿真实验结果表明所设计的自动转向控制系统对参数不确定性具有较强的自适应性和鲁棒性。

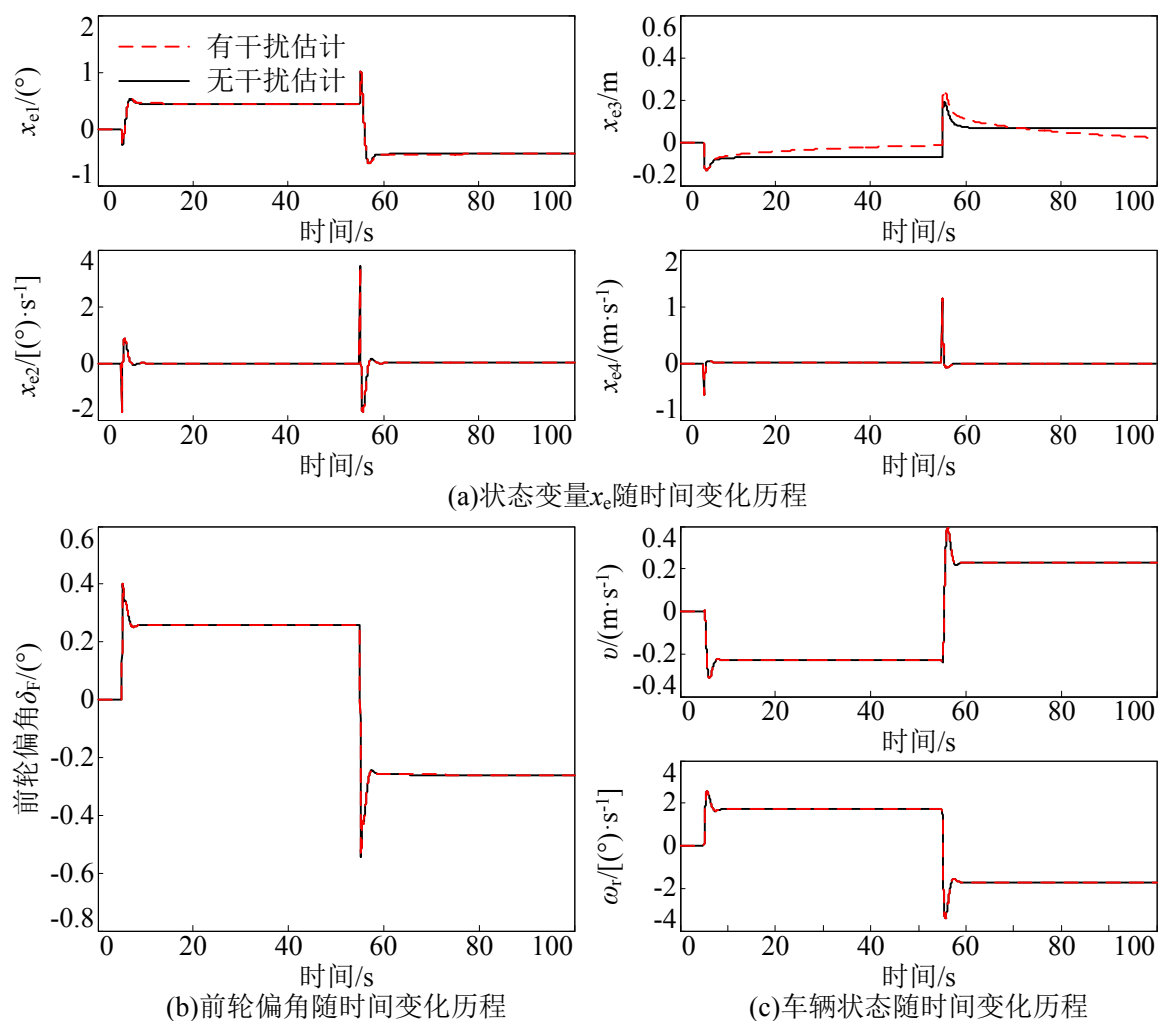


图 5.21 仿真工况 3 的仿真结果

#### (4) 仿真工况 4: 控制系统对车速的鲁棒性

在 5.3.1 节设计的自动转向滑模变结构控制系统的控制参数需要根据车速的不同重新分析控制参数的影响, 并以此确定其值。而 5.3.2 节设计的自动转向控制系统, 当控制参数选取为固定值时, 对车速的变化仍具有较强的鲁棒性。仿真工况 4 就是针对这种情况, 分析控制系统对不同车速的鲁棒性。

为分析控制系统对车速的鲁棒性,仿真工况 4 中综合前面的仿真工况,道路曲率、横向风干扰作用力和参数不确定性引起的干扰同时作用于车辆-道路系统动力学模型中。仿真时控制器设计采用的车辆参数如表 5.1 所示,而实际的车辆参数如表 5.2 所示。车速分别取为  $u=10$ 、20 和 30m/s,状态变量的初始值为  $x=[0, 0, 1, 0, 0, 0]^T$ ,即车辆初始位置时就横向偏离期望道路 1m。预瞄点处的道路曲率为如图 5.22 所示,即在  $t=5$ s 时刻,道路曲率以阶跃方式作用于车辆-道路系统动力学模型中,曲率幅值为  $\rho=0.002\text{m}^{-1}$ 。在  $t=5$ s 时刻,风速为  $v_w=15\text{m/s}$  的横向风干扰力以阶跃方式作用于车辆质心上,如图 5.18 所示。控制参数选取为  $c_1=10$ 、 $k=0.5$ 、 $\varepsilon=0.1$ 、 $c=1$ 、 $\lambda=0.02$ 。

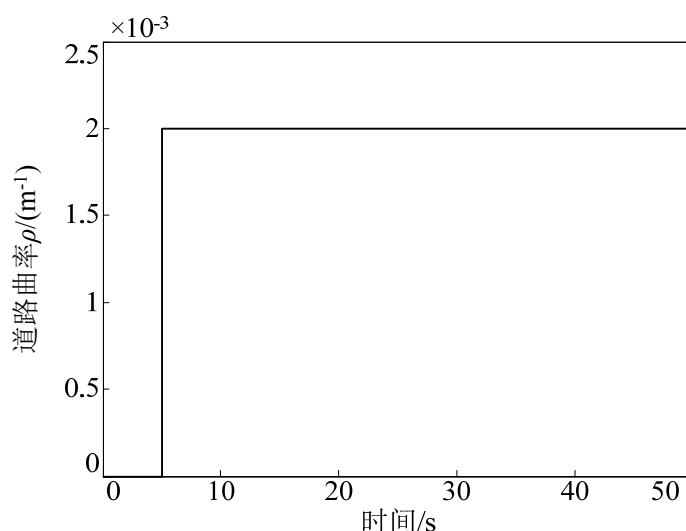


图 5.22 期望道路曲率随时间变化历程

仿真工况 4 的仿真结果如图 5.23 所示。图 5.23 (a) 表示状态变量  $x_e$  随时间变化历程,图 5.23 (b) 所示为实际前轮偏角随时间变化曲线,图 5.23 (c) 所示为车辆横向速度  $v$  和横摆角速度  $\omega_r$  随时间变化历程。图中红虚线、黑实线和蓝虚线分别对应车速为 10、20 和 30m/s 的仿真工况。

从仿真结果中可以看出,在相同控制参数下,不同车速行驶的智能车辆都具有良好的道路跟踪性能。特别是在外界未知和参数不确定性等干扰作用下,自动转向系统能够对外界干扰进行准确估计,并使控制系统具有良好的动态品质。由图 5.23 (a) 的  $x_{e3}$  曲线看出,车速较高时干扰对道路跟踪横向位置偏差的影响更大;而车速较低时,其影响较小; $x_{e1}$  曲线表明由于车速的不同,车辆圆周行驶的稳态质心侧偏角不同,因此  $x_{e1}$  的稳态值也有所不同。图 5.23 (b) 和 (c) 所表示的实际前轮偏角曲线和车辆状态曲线中看出,不同车速下自动转向控制系统都具有良好的车辆动力学特性,然

而车速 20m/s 时的曲线表明, 控制系统存在小幅度的抖振现象。这是由于滑模变结构控制中采用符号函数的缘故。

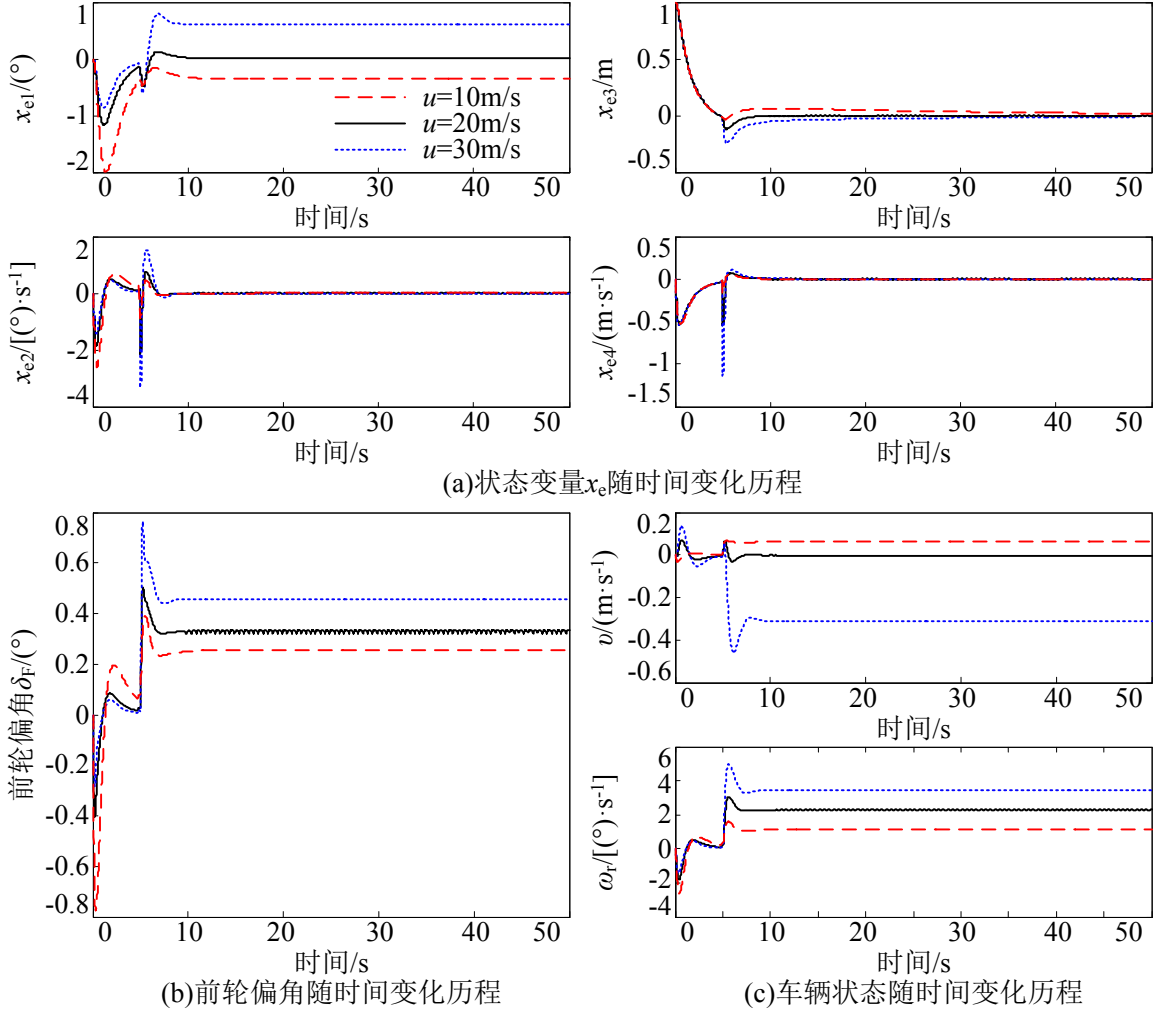
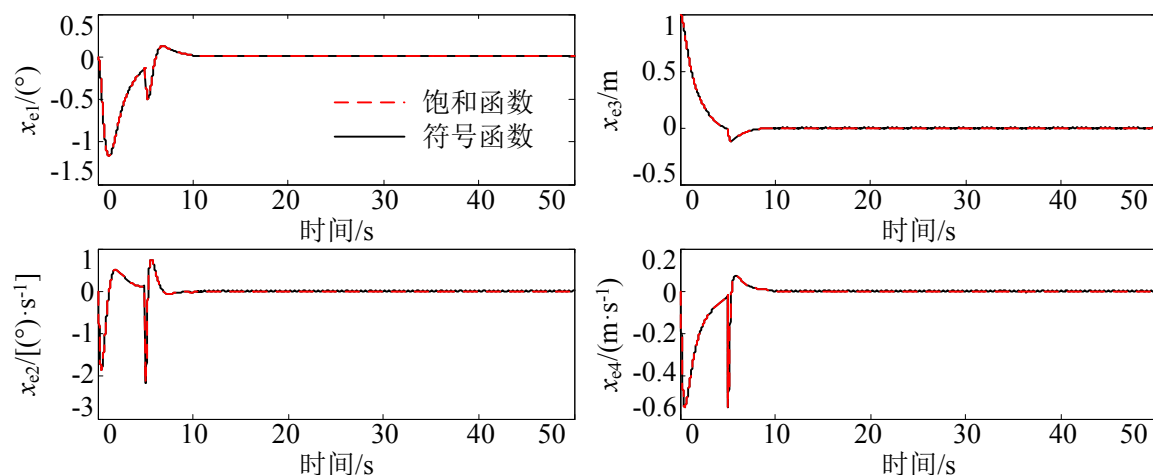


图 5.23 仿真工况 4 的仿真结果

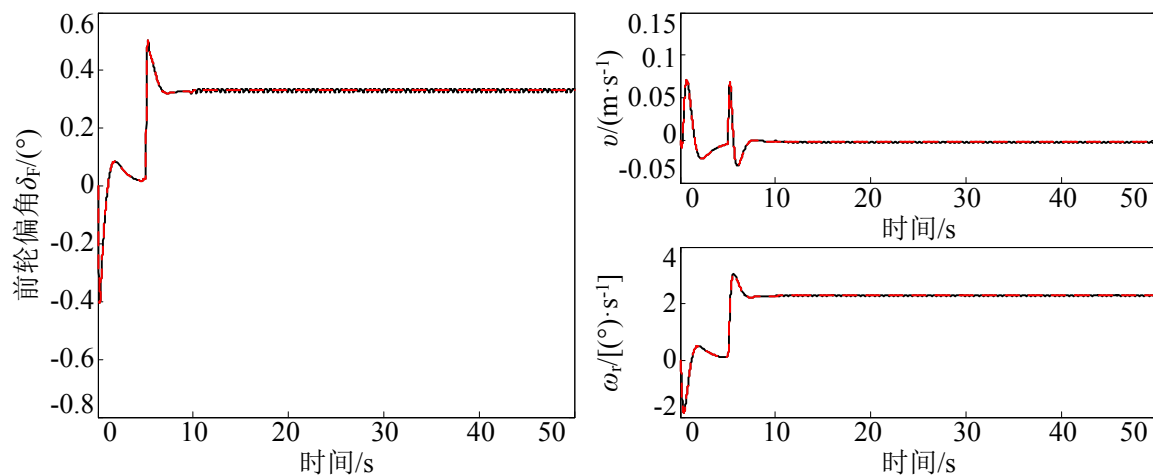
为减小抖振现象, 这里采用用饱和函数  $\text{sat}(\cdot)$  代替符号函数  $\text{sgn}(\cdot)$  的方法, 即自动转向控制律 (5.37) 中用  $\text{sat}(\cdot)$  代替  $\text{sgn}(\cdot)$ , 并且选取边界层厚度为 0.01。图 5.24 所示为车速为  $u=20\text{m/s}$ , 分别用饱和函数和符号函数来模拟的自动转向控制系统的仿真结果。图 5.24 表示用饱和函数代替符号函数后, 控制系统的跟踪精度 (图 5.24 (a)) 未发生任何变化。同时, 图 5.24 (b) 和 (c) 的曲线表明, 采用饱和函数后, 有效降低了前轮偏角和车辆状态小幅度抖振现象, 这对提高自动转向控制系统动态品质是非常有利的。

综合上述分析可知, 5.3.2 节提出的基于 Backstepping 设计方法的自适应滑模变结构控制系统对车速变化具有良好的鲁棒性, 且饱和函数的引进降低了系统抖振、提高

了系统动态性能。



(a)状态变量 $x_e$ 随时间变化历程



(b)前轮偏角随时间变化历程

(c)车辆状态随时间变化历程

图 5.24 减小抖振方法的仿真结果

不同工况的仿真结果表明,5.3.2 节设计的自动转向控制系统不仅对已知道路曲率干扰鲁棒,更是对未知外界干扰和系统参数不确定性都具有较强的鲁棒性。特别是在车速变化时,所设计的控制器不需要重新整定控制参数就能满足所需的控制性能。

## 5.4 本章小结

(1) 针对不满足滑模控制匹配条件的道路曲率干扰,提出了自动转向前馈-反馈控制算法,构建了控制系统结构框图。

(2) 对于已知的曲率干扰,基于车辆横向动力学响应特性,设计了前馈控制律。采用基于 MATLAB/Simulink 搭建的自动转向仿真系统,对前馈控制律进行验证。仿真结果表明,前馈控制律可以消除曲率干扰的影响。



(3) 对于车辆-道路之间的横向位置偏差和方向偏差, 设计了常规的滑模变结构反馈控制算法进行消除。采用 Ackermann 极点配置方法设计了切换函数, 使滑动模态具有良好的动态性能。采用指数趋近律方法设计了滑动模态控制律, 使趋近运动具有良好的动态响应。分析了控制参数对自动转向变结构控制系统的影响, 确定了参数选取范围。仿真结果表明, 该方法具有较好的道路跟踪性能。但是, 行驶速度对控制参数的影响较大, 在不同的行驶速度下, 需要重新选取控制参数。

(4) 提出了基于 Backstepping 设计方法的自适应滑模控制算法。通过对模型的降阶, 得到了基于横向位置偏差的控制模型。依据该模型, 设计了基于 Backstepping 设计方法的滑模控制算法。分析了控制参数对道路跟踪性能的影响, 并确定了参数选取范围。通过设计四种典型的仿真工况, 验证了控制算法的正确性。仿真结果表明, 所提出的算法对曲率干扰、外界不确定干扰、模型参数的不确定性和车速变化等具有良好的鲁棒性和适应性。该算法不需要根据不同速度调整控制参数。该方法是本文的又一个创新点。



## 第 6 章 基于扩展卡尔曼滤波的智能车辆横向运动状态估计

对于自动驾驶的智能车辆而言,车辆行驶状态估计是保证智能车辆安全行驶的重要技术。特别是在现有传感器配置形式和智能车辆控制算法基础上,对车辆行驶状态的实时准确估计不仅能改善车辆控制精度,而且能提高智能车辆行驶的安全性。作为智能车辆行驶状态的重要部分,智能车辆横向运动状态是反映车辆横向运动的重要物理量,也是评价自动转向系统控制性能好坏的重要指标。智能车辆的横向运动状态估计是在现有传感器配置基础上,采用多传感器融合和先进的状态估计算法,对车辆横向运动的状态,如横向速度、横摆角速度、轮胎侧偏力等进行精确计算的方法。

本章阐述智能车辆横向运动状态估计方法。从平面运动单轨车辆的横向动力学非线性模型出发,应用扩展卡尔曼滤波理论,准确估计车辆行驶过程中的状态变量,如纵向速度、横向速度(即质心侧偏角)、横摆角速度、纵向加速度和横向加速度等。最终通过 CarSim 和 MATLAB/Simuink 联合仿真试验和实车试验对所设计的状态估计算法进行验证。

### 6.1 状态估计方法

车辆行驶过程中的状态估计是实现常规车辆底盘主动控制系统的重要关键技术,车辆的纵向动力学控制和横向动力学控制都离不开精确、可靠的车辆行驶状态数据。如驱动防滑控制(Acceleration Slip Regulation)、制动防抱死系统(Antilock Braking System),依赖于对纵向速度的精确估计;电子稳定程序(Electronic Stability Program)、主动防侧翻控制(Active Rollover Avoidance Control),均依赖于对横摆角速度和质心侧偏角的准确估计<sup>[131]</sup>。而且,从车辆动力学主动控制技术产品化的角度来看,常规车辆的状态估计技术必须根据现有的车载传感器,准确计算得到不可测的状态量。因此,基于现有车载传感器测量信息的车辆行驶状态估计是车辆动力学控制系统中的重要研究内容之一,近年来引起了国内外学者的广泛关注。

对于自动驾驶的智能车辆,车辆行驶状态估计不仅是实现智能车辆纵横向动力学控制的重要核心技术,更是智能车辆决策、规划系统的重要支撑技术。车体运动控制系统以车辆状态估计为基础能够得到更为准确的状态值,用于智能车辆运动控制。特别是,对于智能车辆横向运动控制系统,准确、可靠的车辆横向运动状态不仅是自动

转向控制系统计算控制量的重要数据,更是评估和预测智能车辆安全行驶运动的重要参数。回顾第 5 章自动转向控制律的推导过程不难发现,控制量的计算与车辆横向运动状态紧密相关。如控制量中的状态变量  $x_1$  和  $x_3$  由路径规划系统直接给出,而  $x_2$  和  $x_4$  的计算则以精确的车辆状态为基础,根据式 (3.38) 和 (3.43) 计算得到。另外,智能车辆的决策与规划系统根据估计的车辆状态,计算车辆未来一段时间内的行驶轨迹,以保证智能车辆行驶安全性,使其具有更多的智能。如第 4 章的 4.1.5 节给出了基于车辆当前状态的未来 2s 时间段的车辆行驶轨迹预测计算方法,未来轨迹的估计不仅可以作为自动转向控制算法设计的参考依据,也可以作为保证无人驾驶智能车辆行驶安全性的重要数据。因此,准确、可靠的车辆行驶状态估计技术为智能车辆车体控制和行驶安全性,特别是智能车辆在极限工况下的动力学控制与安全行驶提供重要信息。此外,从智能车辆车体控制技术的发展来看,车辆行驶状态估计技术是实现智能车辆动力学控制系统在线故障诊断的基础核心技术。实时、准确的车辆状态估计技术为故障诊断技术提供实时数据,进一步确保智能车辆自动驾驶的安全性。

目前,各种状态估计算法均已应用于车辆状态估计中,如 Luenberger 观测器、鲁棒观测算法、滑模观测算法、神经网络和模糊观测算法以及各式各样的非线性观测器等。其中卡尔曼滤波理论以其独特的迭代方法已成为主流的车辆行驶状态估计方法<sup>[131]</sup>。它不仅可以实现在线实时计算,同时具有良好的估计精度。卡尔曼滤波理论应用的难点在于,噪声协方差矩阵初值、系统噪声协方差矩阵、测量噪声协方差矩阵的确定。另外,车辆参数,如路面附着系数、车辆质量、转动惯量等,直接改变所建立的车辆模型输出,进而影响状态估计精度。因此,如何设计具有鲁棒性的状态估计算法是研究者们需要攻克的难题。

智能车辆平台装有环境感知传感器,如摄像头、激光雷达、毫米波雷达、超声波雷达等,这些传感器通过一定算法就可以识别出前方路面附着特性,并根据先验经验得到前方路面附着系数,文献[132, 133]将这种方法称为基于原因(Cause-based)的估算方法。基于原因的估计算法往往可以较为准确地估计路面附着系数,但是其缺点是路面附着系数估计是依靠经验和标定的数据。因此,所标定数据的差异会导致所估计的路面附着系数与实际附着系数存在差别,这就要求状态观测算法必须对路面附着系数的小范围变化具有较强的鲁棒性。

本章以平面运动智能车辆横向动力学为基础,结合本文所研究智能车辆平台中现有的传感器配置形式,基于扩展卡尔曼滤波理论,提出用于自动转向控制系统的车辆

动力学状态的实时估计算法。下面从传感器配置形式、车辆动力学模型和状态估计算法等三个方面，重点论述智能车辆横向运动状态估计方法。

## 6.2 传感器的配置形式

自动驾驶的智能车辆平台安装的车辆状态测量传感器比常规车辆要多。常规车辆一般最多只装有四个轮的转速传感器、方向盘转角传感器、横摆角速度传感器和加速度传感器，以实现车辆动力学的主动控制。相比于常规车辆，智能车辆在上述传感器基础上，额外装有 GPS 和 IMU（Inertial Measurement Unit），以实时定位车辆所在精确位置，同时装有环境感知传感器用于识别前方道路和环境信息。不同的智能车辆平台所安装的车辆状态传感器也根据其目的和行驶特点均有所差别。这就要求智能车辆平台需要根据自身传感器安装条件，通过设计合理的状态估计算法对车辆实时行驶状态进行估计。

本文研究的智能车辆平台传感器配置形式如图 6.1 所示。

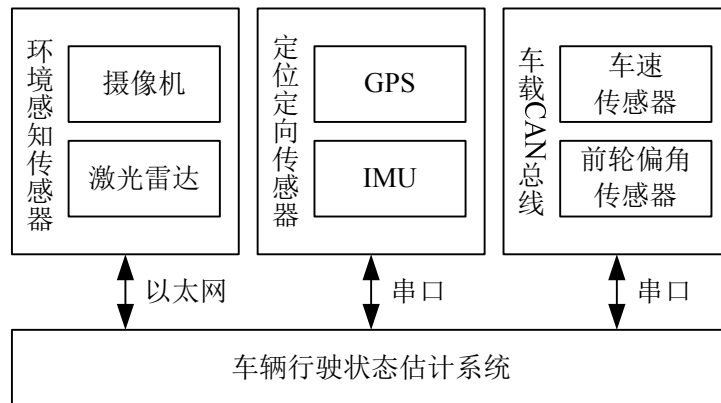


图 6.1 传感器配置形式

通过原车的车载 CAN 总线可以获得四个轮子的轮速、发动机转速、变速器档位、车速、前轮偏角及其变化率等多种信号。本章只采集纵向车速  $u$  和前轮偏角  $\delta_F$ ，用于估计智能车辆横向动力学状态。这两个信号可直接通过车载 CAN 总线获取，并通过数据转换模块转换为串口信号发送给车辆状态估计系统。同时，环境感知传感器和定位定向传感器，如摄像机、激光雷达、GPS 和 IMU 等是车辆无人驾驶化改造时加装的传感器。GPS 系统采用 NovAtel 公司的 ProPak-G2plus 高性能接收机；IMU 采用 InnaLabs 公司的 AHRS 捷联惯导系统，并安装在车辆质心附近。由于本章的状态不包含车辆位置信息，因此不需要 GPS 信息，只需 IMU 的纵向加速度  $a_x$ 、横向加速度  $a_y$ 、

横摆角速度  $\omega_r$  等，用于计算车辆横向运动状态。IMU 数据直接通过串口读取，而环境感知系统通过以太网通信方式把路面附着状态发送给车辆行驶状态估计系统。由于不同传感器信号的采样频率不同，因此车辆行驶状态估计系统需要对不同采样频率的信号进行时间同步。

本章研究的智能车辆横向运动状态估计算法的输入输出如图 6.2 所示。状态估计的输出，即所需估计的车辆横向运动状态变量主要包含纵向速度  $u$ 、横向速度  $v$ 、横摆角速度  $\omega_r$ 、纵向加速度  $a_x$ 、前后轴侧偏力  $F_{ytF}$  和  $F_{ytR}$  等。状态估计的输入为直接可以测量的状态，如纵向车速  $u$ 、横摆角速度  $\omega_r$ 、前轮偏角  $\delta_F$ 、纵向加速度  $a_x$  和横向加速度  $a_y$ 。

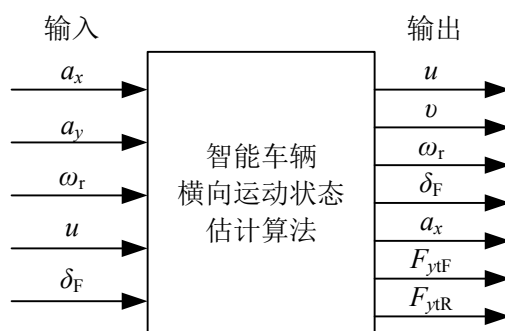


图 6.2 横向运动状态估计算法输入-输出

### 6.3 用于状态估计的车辆模型

第 5 章控制器设计时对车辆动力学系统采用了线性化处理，并进行了控制器设计。然而实际车辆可能行驶在某种极限工况，此时车辆动力学系统呈现较强的非线性动态特性，如果此时对系统进行线性化处理，那么估计的状态和参数精度较低，无法准确描述车辆当前行驶状态。另外，车辆系统本身自由度多、耦合因素多，因此建立完整的车辆非线性模型是不现实的。本章在第 3 章非线性模型基础上，建立适用于车辆横向运动状态估计的模型，以此为基础设计车辆横向运动状态估计算法。

#### 6.3.1 车辆动力学模型

仍采用第 3 章中假设，智能车辆行驶在平坦路面上，只考虑车辆水平面的运动，即纵向运动、横向运动和横摆运动。第 3 章给出三自由度车辆非线性模型由式 (3.10) 描述。其中纵向力由纵向加速度  $a_x$  描述，并忽略纵向力对横向运动的耦合影响，则可以得到

$$\begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{\omega}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v\omega_r + a_x \\ -u\omega_r + (F_{yF} \cos \delta_F + F_{yR})/m \\ (F_{yF} \cos \delta_F l_F - F_{yR} l_R)/I_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(u, v, \omega_r, \delta_F) \\ f_2(u, v, \omega_r, \delta_F) \\ f_3(u, v, \omega_r, \delta_F) \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

式 (6.1) 表明, 非线性不仅表现在横摆运动的耦合关系上, 更表现在非线性轮胎力上。特别是车辆行驶在极限工况时, 轮胎力明显表现为轮胎侧偏角的非线性函数, 这将导致车辆横向动力学模型的强非线性, 有关轮胎力的描述在 6.3.2 节详细介绍。

### 6.3.2 轮胎模型

#### 6.3.2.1 轮胎非稳态模型

第 3 章给出了轮胎的稳态侧偏特性, 用魔术公式来描述侧偏角与轮胎侧偏力的定量关系。然而实际上轮胎侧偏角是随时间变化时, 轮胎呈现非稳态特性, 称为轮胎的导入特性<sup>[116]</sup>或侧偏动特性<sup>[117]</sup>。上一章设计控制算法时, 只考虑了轮胎的稳态侧偏特性, 忽略了非稳态特性的影响。这是因为控制算法设计的目的是通过计算前轮偏角使道路跟踪的横向偏差收敛于 0, 而并不关心轮胎力产生机理。然而本章所研究的车辆状态直接受轮胎特性的影响, 稳态和非稳态的轮胎特性可能导致不同的车辆状态。因此, 本章采用轮胎的非稳态特性描述轮胎作用力。

轮胎的非稳态特性用下述方程描述<sup>[109, 134, 135]</sup>

$$\begin{cases} \dot{F}_{yF} = \frac{v}{X_E} (-F_{yF} + \overline{F}_{yF}) \\ \dot{F}_{yR} = \frac{v}{X_E} (-F_{yR} + \overline{F}_{yR}) \end{cases} \quad (6.2)$$

其中,  $v$  表示为车速, m/s,  $v = \sqrt{u^2 + v^2}$ ;  $X_E$  称为导入长度, 或松弛长度, m, 定义为轮胎侧偏刚度与侧向刚度之比,  $X_E$  为大约等于车轮周长的  $2/3$ <sup>[116]</sup>;  $\overline{F}_{yF}$  和  $\overline{F}_{yR}$  为用稳态轮胎模型描述的轮胎力, N。

#### 6.3.2.2 改进的轮胎 MF 模型

上面指出  $\overline{F}_{yF}$  和  $\overline{F}_{yR}$  为用稳态轮胎模型计算的轮胎侧偏力。第 3 章给出的魔术公式并没有包含路面附着系数的影响, 故不能反映不同路面附着特性时的车辆行驶特性。而实际上路面附着特性对轮胎力, 进而对车辆横向动力学运动特性的影响非常大。Jagt 和 Parsons 通过大量的试验数据, 在常规的魔术公式中引入了路面附着系数。把路面附着系数表示为  $\mu \in [0, 1]$ , 设干燥良好的沥青路面附着系数为 1, 冰雪路面的附

着系数为 0.2，得出如下的修正系数项<sup>[136, 137]</sup>

$$\begin{cases} D'_i = \mu D_i \\ C'_i = \left( \frac{5}{4} - \frac{\mu}{4} \right) C_i \quad \text{其中 } i = F, R \\ B'_i = (2 - \mu) B_i \end{cases} \quad (6.3)$$

此时第 3 章中的纯侧偏工况下的魔术公式轮胎侧偏力描述为

$$\begin{cases} \overline{F_{ytF}} = D'_F \sin \left( C'_F \arctan \left( B'_F \alpha_F - E_F \left( B'_F \alpha_F - \arctan(B'_F \alpha_F) \right) \right) \right) \\ \overline{F_{ytR}} = D'_R \sin \left( C'_R \arctan \left( B'_R \alpha_R - E_R \left( B'_R \alpha_R - \arctan(B'_R \alpha_R) \right) \right) \right) \end{cases} \quad (6.4)$$

式中，轮胎侧偏角由式 (3.9) 计算。

而且轮胎模型中的参数  $B_i$ 、 $C_i$ 、 $D_i$  和  $E_i$  ( $i=F, R$ ) 是垂向载荷的函数。考虑到纵向加速度的影响，前后轴的垂向载荷  $F_{zF}$  和  $F_{zR}$  表示为

$$\begin{cases} F_{zF} = F_{zF0} - m a_x h_g / l \\ F_{zR} = F_{zR0} + m a_x h_g / l \end{cases} \quad (6.5)$$

式中， $F_{zF0}$  和  $F_{zR0}$  分别为前后轴静态垂向载荷，由式 (3.8) 计算。

式 (6.4) 表明，改进的魔术公式可描述不同路面附着条件下的轮胎侧偏特性。因此，稳态轮胎模型的输入有路面附着系数  $\mu$ 、垂向载荷  $F_{zF}$  和  $F_{zR}$ 、轮胎侧偏角  $\alpha_F$  和  $\alpha_R$ ，输出为轮胎侧偏力  $F_{ytF}$  和  $F_{ytR}$ 。

另外，由上述分析知，状态估计中将对前后轴的轮胎侧偏力进行估计，这对提高智能车辆的行驶安全性至关重要。为更直观地表示轮胎侧偏力和车辆行驶极限情况，用横向力的利用附着系数 (Used Lateral Friction Coefficient) 描述车辆横向运动。横向力的利用附着系数定义为前后轴的横向力与垂向载荷的比值<sup>[116]</sup>，

$$\mu_{yF} = \frac{F_{ytF}}{F_{zF}} \quad \mu_{yR} = \frac{F_{ytR}}{F_{zR}} \quad (6.6)$$

式中，利用附着系数满足  $\mu_{yF} \leq \mu$ 、 $\mu_{yR} \leq \mu$ ，其中  $\mu$  为路面附着系数。

## 6.4 基于扩展卡尔曼滤波的车辆状态估计

### 6.4.1 扩展卡尔曼滤波理论及算法

本章将基于扩展卡尔曼滤波算法 (Extended Kalman Filter, 缩写为 EKF)，深入研究智能车辆横向运动状态估计方法。卡尔曼滤波算法是由最小方差意义上的最优预测



估计方法发展而来的一种现代滤波、估计方法，是目前应用最为广泛的高斯噪声假设下系统状态回归估计方法<sup>[138, 139]</sup>。经典卡尔曼滤波是利用最小均方误差准则解决线性系统在高斯噪声下的状态估计问题。然而在工程实践中，实际系统总是存在不同程度的非线性，大多数系统难以用线性微分方程或差分方程描述。这种情况下，通常采用 EKF 算法解决非线性系统的状态估计问题。EKF 算法通过将非线性系统在其参考点处作泰勒级数展开，并略去二次及以上高阶项后得到非线性系统的线性化模型，即使用雅克比矩阵将原非线性系统线性化。EKF 的工作原理与经典卡尔曼滤波基本一致，均以线性最小方差估计理论作为依据，通过递推算法，从与被提取信号有关的测量中估算出所需的信号。EKF 的具体算法如下<sup>[140]</sup>：

(1) 首先建立系统的状态方程和量测方程

状态方程为

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), w(t)) \quad (6.7)$$

量测方程为

$$y(t) = h(x(t), v(t)) \quad (6.8)$$

式中， $x$  为  $n$  维状态变量； $u$  为  $r$  维输入向量； $y$  为  $m$  维观测向量；随机变量  $w(t)$  和  $v(t)$  为过程噪声和测量噪声，并且为相互独立、均值为 0 的高斯白噪声，并具有如下统计特性：

$$\begin{cases} E[w(t)] = E[v(t)] = 0 & E[w(t)v^T(t)] = 0 \\ E[w(t)w^T(t)] = Q & E[v(t)v^T(t)] = R \end{cases} \quad (6.9)$$

其中， $Q$  表示系统激励噪声  $w(t)$  的协方差矩阵，是对称非负定矩阵； $R$  表示测量噪声  $v(t)$  的协方差矩阵，是对称正定矩阵。

(2) 模型的线性化

为了计算卡尔曼增益  $K$  和估计误差方差矩阵  $P$ ，需要计算非线性函数  $f(\cdot)$  和  $h(\cdot)$  的雅克比矩阵。令  $F$  和  $H$  分别为非线性函数  $f(\cdot)$  和  $h(\cdot)$  对状态  $x$  求偏导的雅克比矩阵， $W$  和  $V$  为  $f$  和  $h$  分别对  $w$  和  $v$  求偏导的雅克比矩阵，即

$$\begin{aligned}
 F(t) &= \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix} & H(t) &= \begin{bmatrix} \frac{\partial h_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial h_1}{\partial x_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial h_m}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial h_m}{\partial x_n} \end{bmatrix} \\
 W(t) &= \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial w_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial w_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial w_1} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial w_n} \end{bmatrix} & V(t) &= \begin{bmatrix} \frac{\partial h_1}{\partial v_1} & \dots & \frac{\partial h_1}{\partial v_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial h_m}{\partial v_1} & \dots & \frac{\partial h_m}{\partial v_n} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{6.10}$$

那么，状态转移矩阵  $\Phi(t)$  可表示为

$$\Phi(t) = e^{F(t)\Delta t} \approx I + F(t)\Delta t \tag{6.11}$$

其中， $\Delta t$  为采样时间。

### (3) 滤波器具体过程

EKF 算法分为两个步骤：第一个步骤为是预测，即对状态的时间更新过程；第二个步骤为更新，通过测量值和滤波器增益对第一个步骤中预测的状态进行更新。EKF 从已知的状态初始值  $x_0$  和状态协方差矩阵初始值  $P_0$  开始进行计算，反复执行预测-校正步骤，通过递推对每个采样时刻的状态进行估计。因此，EKF 实际上是基于状态变化为一阶马尔科夫过程假设的“预测-校正”的反馈控制器。EKF 算法的计算过程如图 6.3 所示。其中各矩阵和变量的定义见式 (6.7) - (6.11)。

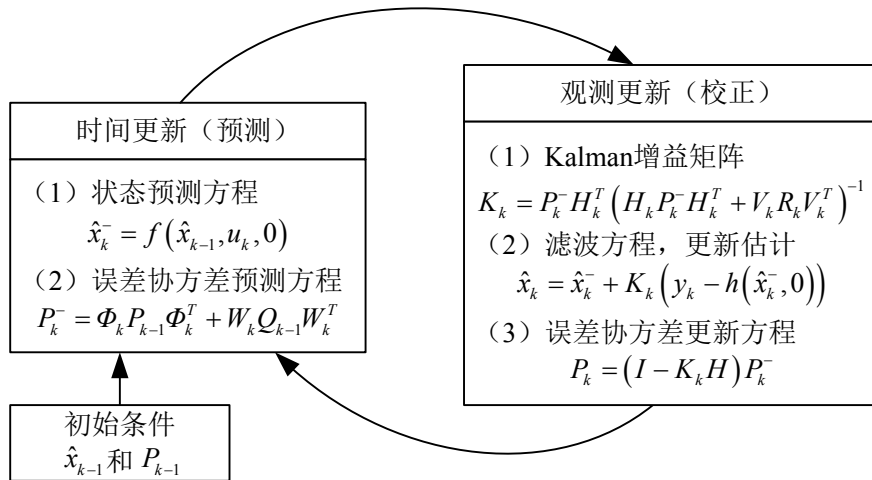


图 6.3 EKF 算法的计算过程

## 6.4.2 基于扩展卡尔曼滤波的横向运动状态估计算法及实现

由于 EKF 满足车辆状态估计的实时性要求, 实现方便, 因此成为了应用最为广泛的车辆状态估计算法。文献[141, 142]在建立单轨车辆非线性三自由度车辆模型基础上, 利用 EKF 对纵向车速、横摆角速度和质心侧偏角进行了估计, 并通过仿真和实车试验进行了验证。文章[143]从双轨车辆模型出发, 对车辆模型进行了扩展, 并通过 EKF 对纵向车速、横摆角速度、质心侧偏角以及轮胎的纵横向力进行了估计, 并且实现了状态估计的在线实时系统, 实验结果表明所提出的方法对模型中参数, 如质量、转动惯量、路面附着系数等的变化具有较好的鲁棒性。然而上述方法都忽略了路面附着系数变化较大的情况, 如果路面附着系数减小, 则对估计精度影响较大。特别是路面附着系数变化时, 常常需要调整初始值以获得期望的估计精度。因此文献[144]提出了对车辆参数的估计方法, 将参数, 质量和转动惯量视为状态融入到状态方程中, 通过设计辨识扩展卡尔曼滤波算法 (Identifying Extended Kalman Filter, 缩写为 IEKF) 对参数进行了估计。文献[145]采用双扩展卡尔曼滤波算法 (Dual Extended Kalman Filter, 缩写为 DEKF) 分别对车辆状态和车辆参数, 如质量和转动惯量、质心位置等, 进行了估计。在文献[145]基础上, [146]结合 Sage 自适应方法提出了改进的 DEKF 算法。文献[147]将 IEKF 算法应用于轮胎模型参数的估计中, 以便对不同附着系数的路面进行更为准确的估计。文献[148]将 DEKF 方法应用于路面附着系数估计中, 对考虑侧倾运动的车辆状态和路面附着系数进行了估计。上述的扩展卡尔曼滤波方法的应用从实验和仿真结果中看, 能够对车辆行驶状态和参数进行准确估计。然而验证的实验过程比较单一, 如果车辆行驶工况较为复杂, 上述的参数估计方法则不能实时准确估计车辆参数, 特别是无法准确估计路面附着系数。这将导致状态的估计精度严重下降, 甚至出现状态估计发散情况。因此, 本文针对无人驾驶为目的的智能车辆平台, 通过环境感知系统对路面附着条件进行识别获得路面附着系数, 而车辆状态估计系统根据所识别的路面附着系数和车辆参数, 对车辆行驶状态进行估计。这种方法大大提高了在智能车辆行驶的复杂工况下状态估计的精度和可靠性。同时, 本文设计的状态估计算法对参数变化具有一定的鲁棒性, 这也保证了当环境感知系统对路面附着条件的识别不十分精确时的状态估计精度。

### 6.4.2.1 基于扩展卡尔曼滤波的状态估计算法

首先, 从所要估计的状态出发, 建立用于估计的状态方程和量测方程。从式 (6.1) 中看出,  $a_x$  和  $\delta_F$  作为输入量作用于车辆横向运动。为方便状态估计算法的设计, 这里

把模型的输入量  $a_x$  视为变化缓慢的状态变量，即

$$\dot{a}_x = 0 \quad (6.12)$$

把式 (6.1)、(6.2) 和 (6.12) 结合起来，得到用于估计的状态方程和测量方程分别为

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t), \delta_F) + w(t) \\ y(t) = h(x(t), \delta_F) + v(t) \end{cases} \quad (6.13)$$

其中，状态变量  $x$  分别为  $x_1=u$ ,  $x_2=v$ ,  $x_3=\omega_r$ ,  $x_4=a_x$ ,  $x_5=F_{y\text{tF}}$ ,  $x_6=F_{y\text{tR}}$ ；输入变量为  $\delta_F$ ；输出变量  $y$  分别为  $y_1=u$ ,  $y_2=\omega_r$ ,  $y_3=a_x$ ,  $y_4=a_y$ ；非线性函数  $f(\cdot)$  和  $h(\cdot)$  分别为

$$\begin{cases} f_1 = x_4 + x_2 x_3 \\ f_2 = -x_1 x_3 + (x_5 \cos \delta_F + x_6) / m \\ f_3 = (x_5 \cos \delta_F l_F - x_6 l_R) / I_z \\ f_4 = 0 \\ f_5 = \sqrt{x_1^2 + x_2^2} / X_E (-x_5 + \overline{F_{y\text{tF}}}) \\ f_6 = \sqrt{x_1^2 + x_2^2} / X_E (-x_6 + \overline{F_{y\text{tR}}}) \end{cases} \quad \begin{cases} h_1 = x_1 \\ h_2 = x_3 \\ h_3 = x_5 \\ h_4 = (x_5 \cos \delta_F + x_6) / m \end{cases} \quad (6.14)$$

其中， $\overline{F_{y\text{tF}}}$  和  $\overline{F_{y\text{tR}}}$  为是状态  $x$  和参数  $\mu$  的函数，由式 (6.4) 进行计算。

式 (6.14) 中的非线性函数  $f(\cdot)$  和  $h(\cdot)$  对状态  $x$  和干扰  $w$ 、 $v$  求偏导，得到雅克比矩阵分别为  $F$ 、 $H$ 、 $W$  和  $V$ ，其中  $F$  为  $6 \times 6$  矩阵、 $H$  为  $4 \times 6$  矩阵、 $W=I_{6 \times 6}$ 、 $V=I_{4 \times 6}$ 。同时根据式 (6.11) 对  $F$  离散化处理，选取采样间隔  $\Delta t$  为 10ms，得到状态转移矩阵  $\Phi$ 。通过求偏导，得到矩阵  $F$  为

$$F = \frac{\partial f}{\partial x} = \begin{bmatrix} 0 & x_3 & x_2 & 1 & 0 & 0 \\ -x_3 & 0 & -x_1 & 0 & \cos \delta_F & 1/m \\ 0 & 0 & 0 & 0 & l_F \cos \delta_F / I_z & -l_R / I_z \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ F_{51} & F_{52} & F_{53} & 0 & -\sqrt{x_1^2 + x_2^2} / X_E & 0 \\ F_{61} & F_{62} & F_{63} & 0 & 0 & -\sqrt{x_1^2 + x_2^2} / X_E \end{bmatrix} \quad (6.15)$$

式中， $F_{5j}$  和  $F_{6j}$  ( $j=1, 2, 3$ ) 的计算公式如下，

$$F_{51} = \frac{\partial f_5}{\partial x_1} = \frac{1}{X_E} \frac{x_1}{\sqrt{x_1^2 + x_2^2}} (-x_5 + \overline{F_{y\text{tF}}}) + \frac{\sqrt{x_1^2 + x_2^2}}{X_E} \frac{\partial \overline{F_{y\text{tF}}}}{\partial \alpha_F} \frac{\partial \alpha_F}{\partial x_1} \quad (6.16)$$

其中， $\partial \overline{F_{y\text{tF}}} / \partial \alpha_F$  和  $\partial \alpha_F / \partial x_1$  分别表示为

$$\begin{cases} \frac{\partial \overline{F_{yF}}}{\partial \alpha_F} = 2D'_F \cos(C' \arctan \varphi(\alpha_F)) \frac{C'_F B'_F}{1 + \varphi^2(\alpha_F)} \left( 1 - E'_F + \frac{E'_F}{1 + (B'_F \alpha_F)^2} \right) \\ \frac{\partial \alpha_F}{\partial x_1} = \frac{l_F r + v}{u^2 + (l_F r + v)^2} \end{cases} \quad (6.17)$$

式中,  $\varphi(\alpha_F)$  为

$$\varphi(\alpha_F) = B'_F (1 - E'_F) \alpha_F + E'_F \arctan(B'_F \alpha_F) \quad (6.18)$$

同理, 可得到  $F_{52}$ 、 $F_{53}$  和  $F_{61}$ 、 $F_{62}$ 、 $F_{63}$ 。另外, 矩阵  $H$  为

$$H = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \delta_F / m & 1/m \end{bmatrix} \quad (6.19)$$

矩阵  $F$ 、 $H$  和  $\Phi$  确定之后, 按照图 6.3 所示的计算过程, 就可以得到基于 EKF 的横向运动状态估计算法。

#### 6.4.2.2 MATLAB/Simulink 环境下算法的实现

将上述的滤波算法通过 MATLAB/Simulink 环境实现, 搭建基于 EKF 的车辆状态估计平台。图 6.4 所示为用 CarSim 和 MATLAB/Simulink 搭建的联合仿真平台。

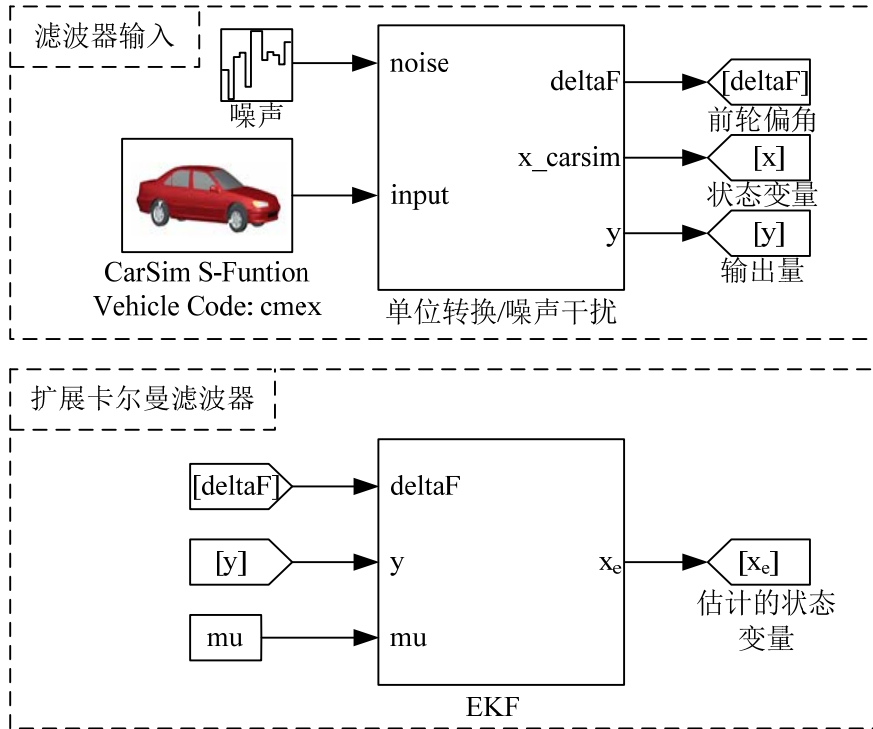


图 6.4 基于 EKF 的 CarSim-MATLAB/Simulink 联合仿真平台

图中看出, CarSim 和 MATLAB/Simulink 联合仿真平台由两部分组成, 一个是滤波器输入, 另一个是扩展卡尔曼滤波器。前者主要是输出车辆行驶过程中的观测量, 而后者是根据观测量对车辆行驶状态进行 EKF 估计。滤波器输入模块中车辆模型由 CarSim 搭建, 并加入适当的噪声得到车辆行驶状态的观测量  $y$ 。EKF 算法模块根据上述  $y$  和路面附着系数对车辆行驶状态  $x$  进行估计。

另外, 如果把图 6.4 中滤波器输入模块(由 CarSim 车辆模型和噪声干扰组成)用实车试验观测量代替, 那么就可以对实车试验数据进行估计。这就是下节所提到的实车试验。

下面通过仿真试验和实车试验对基于 EKF 的状态估计算法进行验证。

### 6.4.3 仿真试验

仿真分析时, 设计两种车辆行驶工况验证 EKF 的状态估计性能。工况 1 是固定方向盘角阶跃输入试验, 工况 2 是双移线试验。下面详细介绍各仿真工况和仿真结果。

#### 6.4.3.1 固定方向盘角阶跃输入试验

固定方向盘角阶跃输入试验的仿真条件如下: (1) 车辆初始速度为 80km/h, 并通过 CarSim 软件自带的速度控制模块保持该速度; (2) 车辆行驶在良好路面上, 路面附着系数为  $\mu=0.9$ ; (3) 在  $t=0s$  时刻方向盘转角以  $40^\circ$  的阶跃方式作用于车辆上。

固定方向盘角阶跃输入仿真试验的结果如图 6.5 所示。图 6.5 (a) 所示为 EKF 估计值与测量值  $y$  的对比图。图中看出, 所叠加的噪声干扰是比较大的, 此时 EKF 能较好地对噪声进行滤波, 所得到的估计值能够较好表示车辆行驶状态。图 6.5 (b) 所示为 EKF 估计值与 CarSim 车辆模型状态值  $x$  的对比图。图中看出, 前后轴横向力  $F_y$  和利用附着系数  $\mu_y$  的估计值与 CarSim 模型状态值具有一致的变化趋势。同时, 质心处横向速度  $v$  和质心侧偏角  $\beta$  的估计值的变化趋势与 CarSim 模型状态值也保持一致。虽然由于观测误差的存在, 横向速度  $v$  和质心侧偏角  $\beta$  的估计值与 CarSim 模型状态值具有稳态偏差, 但是该偏差值较小, 满足估计精度要求。

实际智能车辆行驶过程中, 由于行驶环境的复杂性, 路面附着系数  $\mu$ 、质量  $m$  和转动惯量  $I_z$  等参数均有可能随时发生变化。这就要求状态估计算法必须对参数变化具有一定的鲁棒性。为验证本文设计的 EKF 算法对参数的鲁棒性, 以固定方向盘角阶跃输入试验为基础, 设计鲁棒性考核试验。在其他仿真工况不变的情况下, 改变 CarSim 车辆模型中的三个参数, 质量  $m$ 、转动惯量  $I_z$  和路面附着系数  $\mu$ 。每个参数分别变化

额定值（三个参数的额定值分别为  $1385\text{kg}$ 、 $2162\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 、 $0.9$ ）的 $-15\%$ 和 $15\%$ ，并进行仿真试验。同时，用每次试验的估计值与测量值误差的标准差来描述本次试验结果的性能。

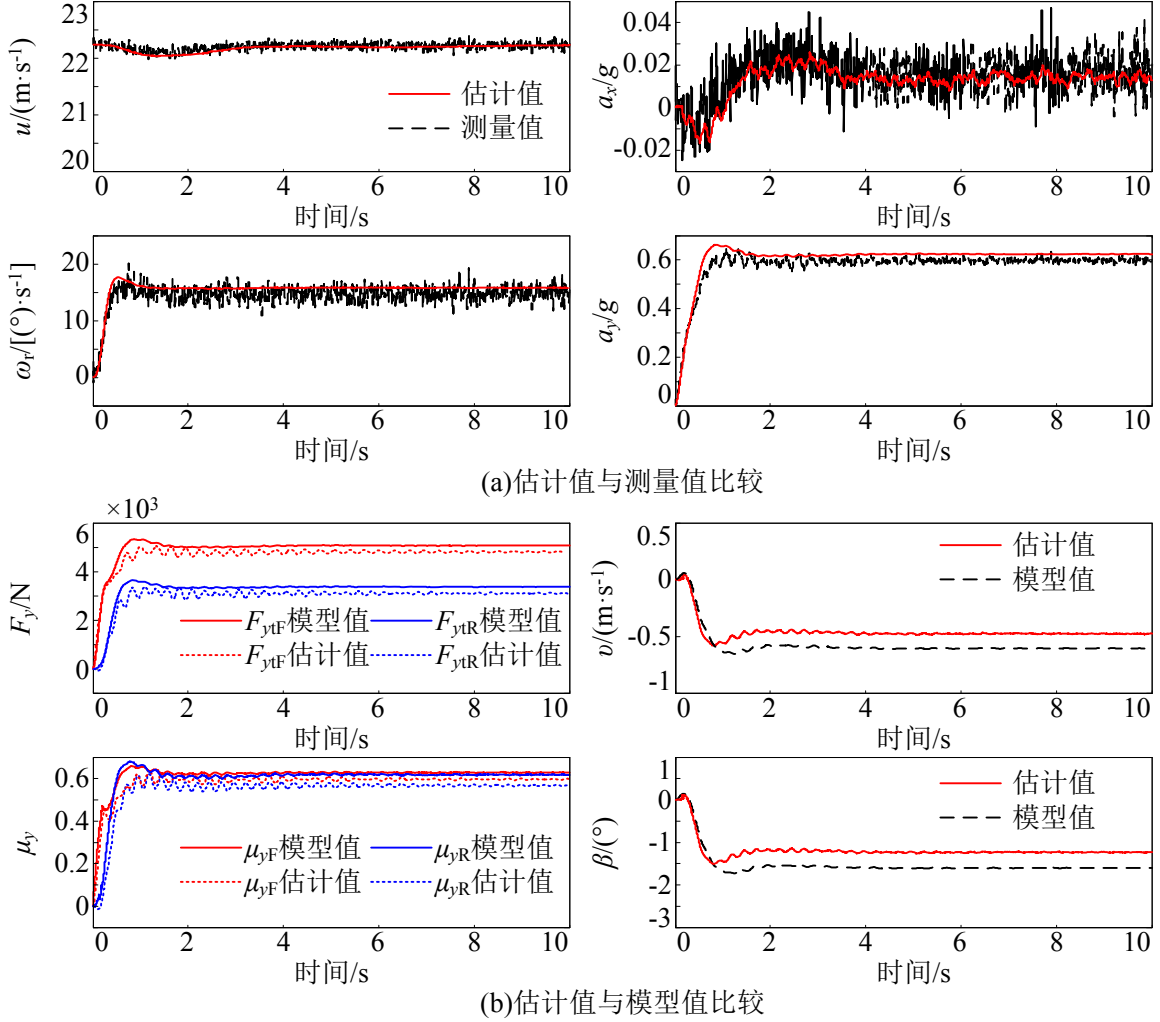


图 6.5 固定方向盘角阶跃输入的仿真结果

图 6.6 所示为三个参数分别变化时，四个输出量的估计误差的标准差。图中表示，随着  $\mu$ 、 $m$ 、 $I_z$  的增加或减小，纵向车速  $u$ 、横摆角速度  $\omega_r$  和纵向加速度  $a_x$  的估计误差增加，而横向加速度  $a_y$  的估计误差减小。虽然参数的变化对估计结果产生了影响，但是 EKF 算法仍能够收敛，且能够跟踪观测量，未发生发散现象。这表明文中设计的 EKF 算法对参数变化具有一定的鲁棒性。

如果路面附着系数的变化范围更大，如车辆行驶在附着系数为  $0.6$  的路面上，此时 EKF 输入量的路面附着系数仍取  $0.9$ ，那么 EKF 算法将发散。这是由于实际轮胎模型和 EKF 中计算的轮胎模型之间存在较大偏差导致。此时，为了得到性能较好的状

态估计结果，必须改变作为 EKF 输入的路面附着系数值。该路面附着系数是由环境感知系统通过识别给出。

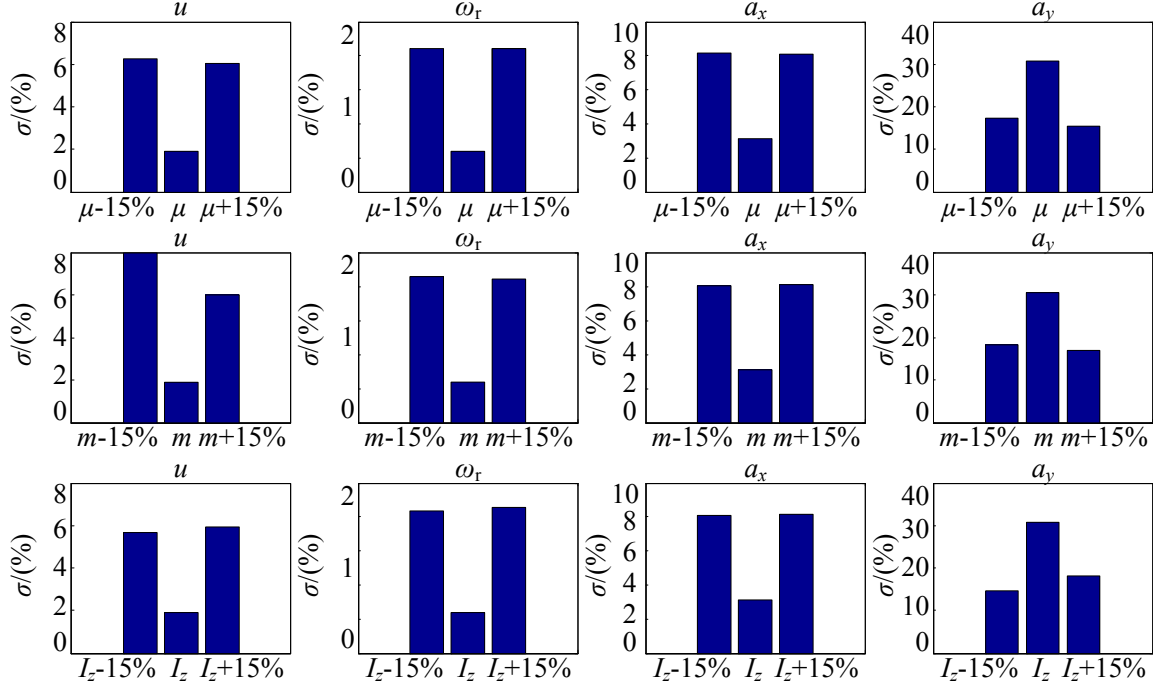


图 6.6 EKF 对参数变化的鲁棒性试验结果

#### 6.4.3.2 双移线试验

仿真工况选取为 CarSim 软件自带的双移线试验工况：（1）车辆行驶速度为 120km/h；（2）车辆行驶在良好路面上，路面附着系数为  $\mu=0.9$ ；（3）车辆按照双移线试验所规划的路径行驶。

双移线仿真试验的结果如图 6.7 所示。图 6.7（a）中看出，EKF 估计值能够较好地跟踪测量值，从带有噪声的观测量中估计出较为平滑的车辆状态。图 6.7（b）所示为无法直接测量的车辆横向运动状态。从图中看出，EKF 估计值能够较好地跟踪 CarSim 车辆模型状态值。前后轴横向力和横向利用附着系数的估计值与状态值具有一致性趋势。特别是， $v$  和  $\beta$  的估计曲线与状态曲线基本一致，表明本文设计的 EKF 算法能够很好地估计车辆横向运动状态。

下面分析双移线试验中 EKF 对参数变化的鲁棒性。图 6.8 所示为三个参数  $m$ 、 $I_z$  和  $\mu$  分别取额定值的 85%、100%和 115%时，四个输出量  $u$ 、 $\omega_r$ 、 $a_x$  和  $a_y$  的估计值与测量值之间误差的标准差。图中表示随着参数的增加或减小，输出量的估计值与测量值之间误差的标准差也相应增加，但是 EKF 算法仍能保持较好的性能。也就是说参



数的变化会降低 EKF 算法的车辆横向运动状态估计能力,但是不至于导致 EKF 发散。这表明文中设计的 EKF 算法在双移线工况下也对参数的有界变化具有较好的鲁棒性。

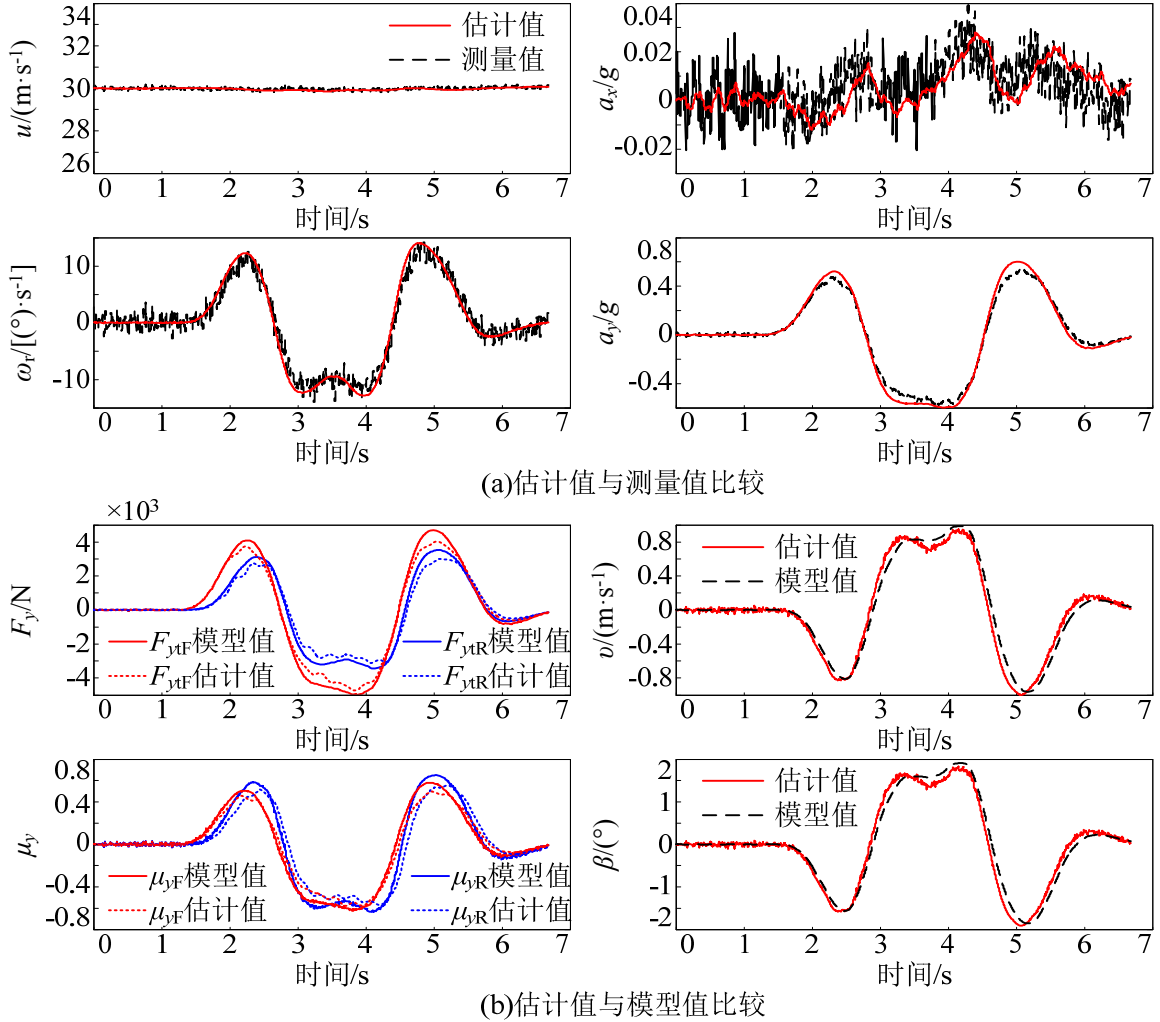


图 6.7 双移线试验的仿真结果

但是,如果路面附着系数的变化范围更大,如路面附着系数为降低到 0.6 或以下,此时 EKF 输入量的路面附着系数仍取 0.9,那么 EKF 算法将发散,结果同上面的仿真工况。其根本原因就是由于实际轮胎模型和 EKF 中计算的理论轮胎模型之间存在较大偏差,导致车辆所受的横向力和横摆力矩与实际值相差较大,所计算的车辆状态完全偏离实际运动状态。此时必须通过环境感知系统的识别,改变路面附着系数的值。

在 4.4.2 节中介绍过,本文研究的智能车辆行驶在路面附着系数为 0.7-1 的路面上。因此,本章设计的智能车辆横向运动状态估计算法在不更新路面附着系数的情况下也能够满足估计精度要求。

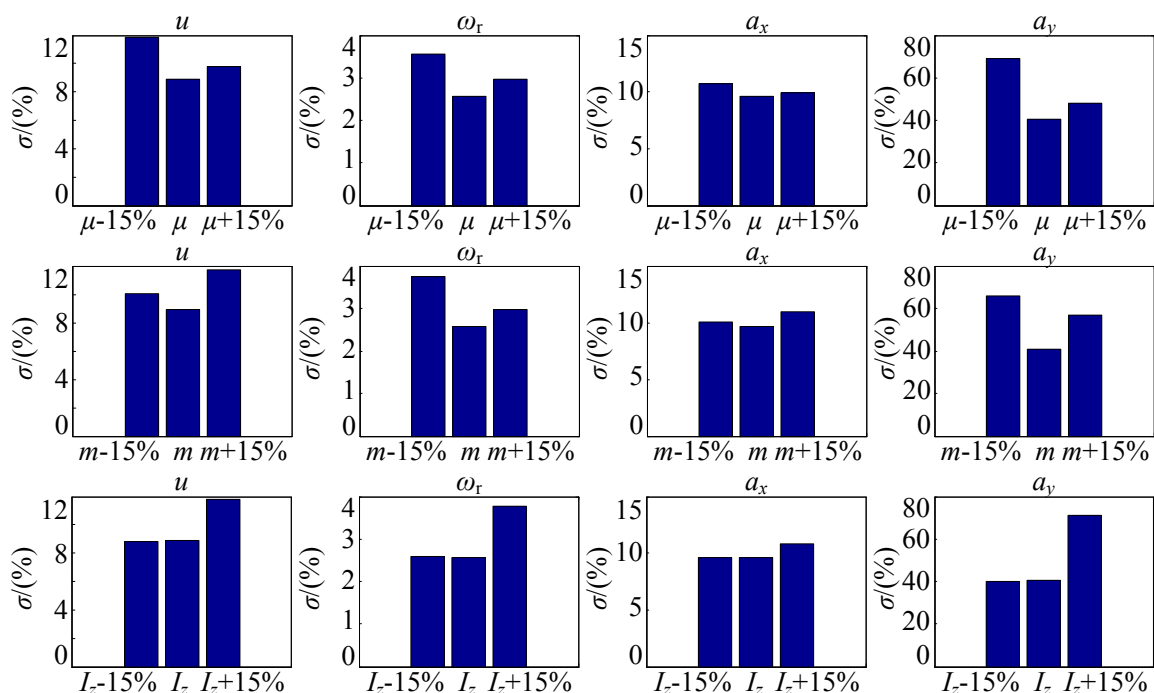


图 6.8 EKF 对参数变化的鲁棒性试验结果

#### 6.4.4 实车试验

利用所开发的智能车辆平台，采集了在某一工况下自动驾驶时的车辆行驶状态。智能车辆平台上的传感器配置如图 6.1 所示。智能车辆行驶在良好路面上，车速和方向盘分别由纵向和横向控制系统进行控制。采集的数据通过 MATLAB/Simulink 环境下的 EKF 算法进行离线状态估计。

图 6.9 所示为基于实车试验数据的离线 EKF 状态估计结果。图 6.9 (a) 表示 EKF 估计值与实车试验测量值曲线。图中看出，EKF 估计值能较好的跟踪输出量。特别是纵向加速度  $a_x$  和横向加速度  $a_y$  存在粗大误差的情况下，EKF 仍能获得较好地估计效果。图 6.9 (b) 表示 EKF 估计值与状态值的曲线。状态值根据所采集的车速和前轮偏角的数据，通过搭建的 CarSim 车辆模型计算得出。状态值主要计算无法直接测量的横向速度  $v$  和质心侧偏角  $\beta$ 。图中看出，EKF 估计值 ( $v$  和  $\beta$ ) 与状态值的变化趋势完全一致，表明 EKF 状态估计性能较好。

图 6.10 表示实车试验测量值与 EKF 状态估计值之间误差的标准差。图中看出，车速  $u$  和横摆角速度  $\omega_r$  误差的标准差较小，而纵向加速度  $a_x$  和横向加速度  $a_y$  误差的标准差较大。这主要是由传感器的精度和噪声引起的。加速度传感器的测量噪声比较大，因此 EKF 平滑后误差的标准差自然就大。图 6.10 的结果表明实车试验的 EKF 估

计具有良好的性能。不足的是，实车试验数据中也看到，车辆行驶速度比较低，无法完全体现车辆动力学特性。

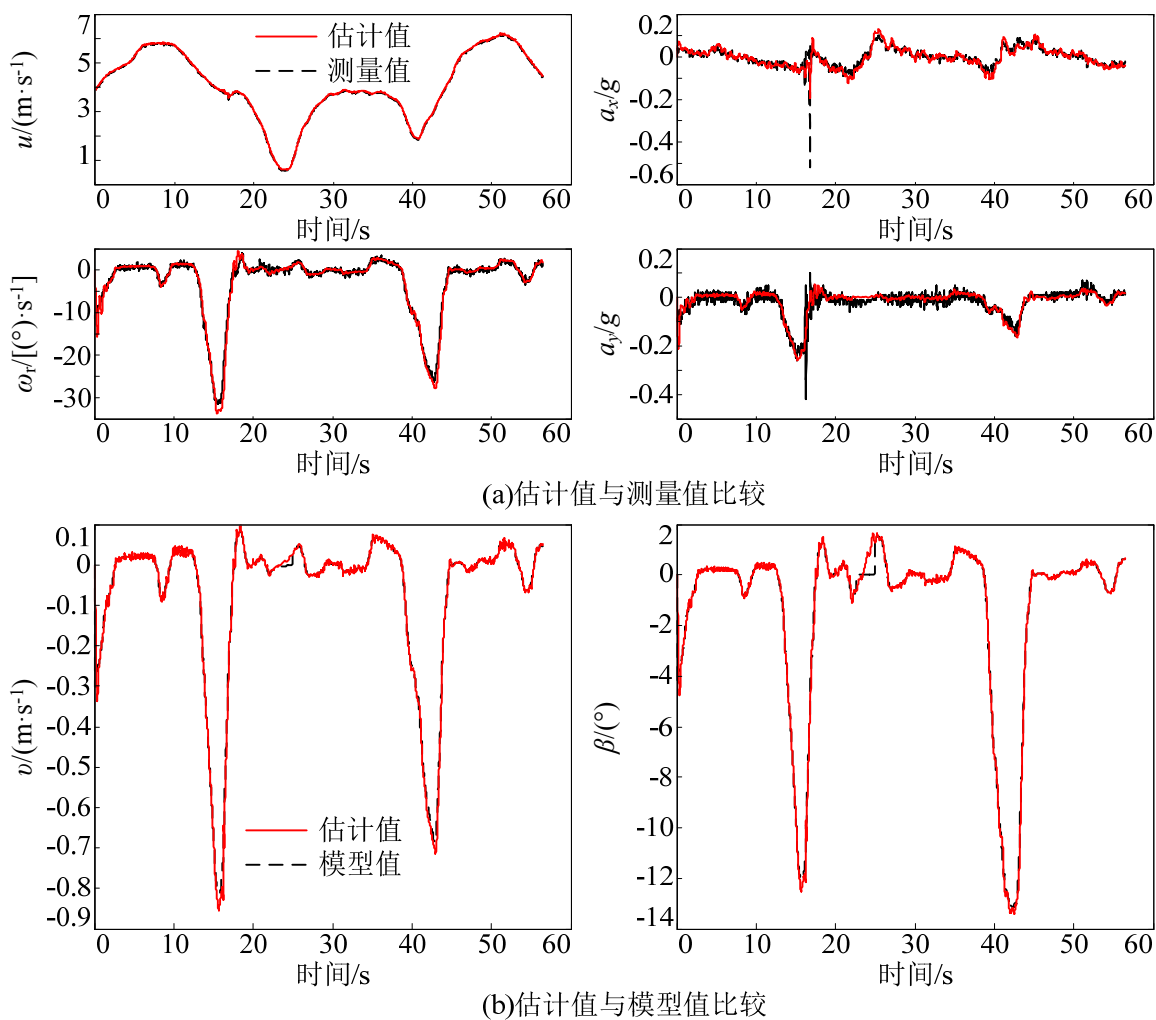


图 6.9 实车试验数据的离线计算结果

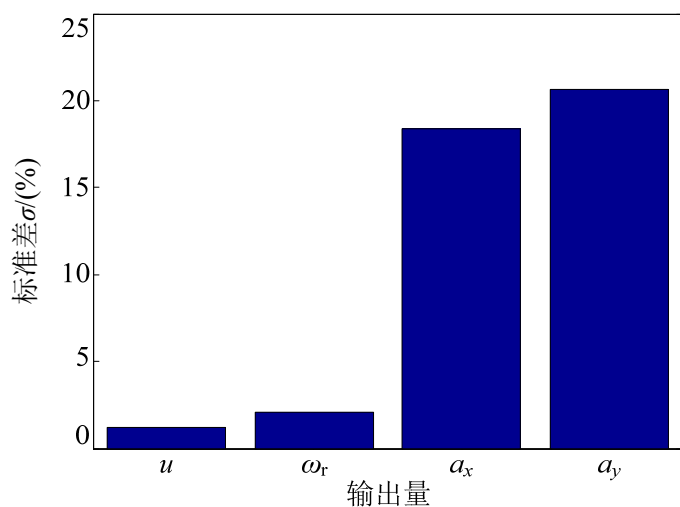


图 6.10 EKF 实车试验性能

## 6.5 本章小结

(1) 分析了本文所研究智能车辆平台的传感器配置形式，确定了状态估计算法的输入和输出。通过对现有车辆状态估计方法的分析，确定了应用于智能车辆自动转向系统的状态估计方法。

(2) 建立了用于状态估计的车辆动力学模型。其中车辆纵横向耦合运动用三自由度非线性车辆单轨模型描述，而轮胎模型采用考虑轮胎导入特性的非稳态轮胎模型。为描述路面附着系数对轮胎模型的定量影响，采用改进的魔术公式来描述了轮胎的动态模型。

(3) 基于扩展卡尔曼滤波理论，设计了智能车辆横向运动状态估计算法，并搭建了基于 MATLAB/Simulink 的状态估计系统。CarSim 和 MATLAB/Simulink 的联合仿真试验结果和实车试验结果表明，车辆质量、转动惯量、路面附着系数在一定范围内变化时，所设计的状态估计算法可以准确估计车辆横向运动状态。基于扩展卡尔曼滤波理论的智能车辆横向运动状态估计算法是本文研究的最后一个创新点。

## 第 7 章 自动转向系统实验平台开发与试验研究

前面几章在建立自动转向系统动力学模型基础上设计了自动转向控制算法,并通过基于扩展卡尔曼滤波理论的状态估计算法有效估计了车辆行驶状态,为实现智能车辆的自动转向控制系统总体功能和性能指标提供了理论依据。为了验证所提出的自动转向控制算法是否满足功能和性能指标要求,需要进行试验研究。

本章就自动转向控制系统开展仿真和实车试验研究。首先,建立基于 CarSim 和 MATLAB/Simulink 的自动转向联合仿真系统,进行典型工况下的仿真试验研究,主要考核自动转向控制系统在定速和变速工况下跟踪期望道路的性能。然后,搭建以常规车辆为基础的实车实验平台,开展实车试验研究,主要考核自动转向系统在实际环境下的道路跟踪性能。通过仿真和实车试验结果进一步验证所提出的自动转向控制算法的正确性,并考核其功能和性能指标。

### 7.1 自动转向联合仿真系统

本文以 CarSim 和 MATLAB/Simulink 环境为基础,搭建联合仿真平台,构建仿真系统。CarSim 主要用于搭建车辆动力学模型,其输入为前轮偏角和期望车速,输出为车辆动态响应状态变量,如实际车速、横向速度、横摆角速度、质心侧偏角和轮胎侧偏力等。MATLAB/Simulink 主要用于计算车辆-道路系统偏差、实现自动转向控制算法。根据车辆状态变量和期望道路信息,计算得到车辆-道路系统位置偏差和方向偏差,由该偏差信息通过运用第 5 章的自动转向控制算法计算得到所需控制量。

图 7.1 所示为所建立的联合仿真系统。联合仿真系统由三部分组成:信号输入、模型计算和控制量计算。信号输入部分主要根据期望道路计算道路曲率和期望车速。结合期望道路几何信息和预瞄距离模型就可以计算质心处的道路曲率和预瞄点处的道路曲率,期望车速则根据道路曲率和横向加速度约束,在仿真计算开始之前人为设定。模型计算部分主要根据车辆动力学响应和车辆-道路之间的相对运动关系计算车辆偏离期望道路的偏差量。车辆动力学响应由 CarSim 计算得到,车辆-道路之间的偏差量,如横向位置偏差及其变化率、方向偏差及其变化率,在 MATLAB/Simulink 下进行计算。控制量计算部分主要根据偏差量计算期望前轮偏角。期望前轮偏角由两项组成,前馈和反馈控制量。这两个控制量都是基于第 5 章提出的控制算法计算得到。

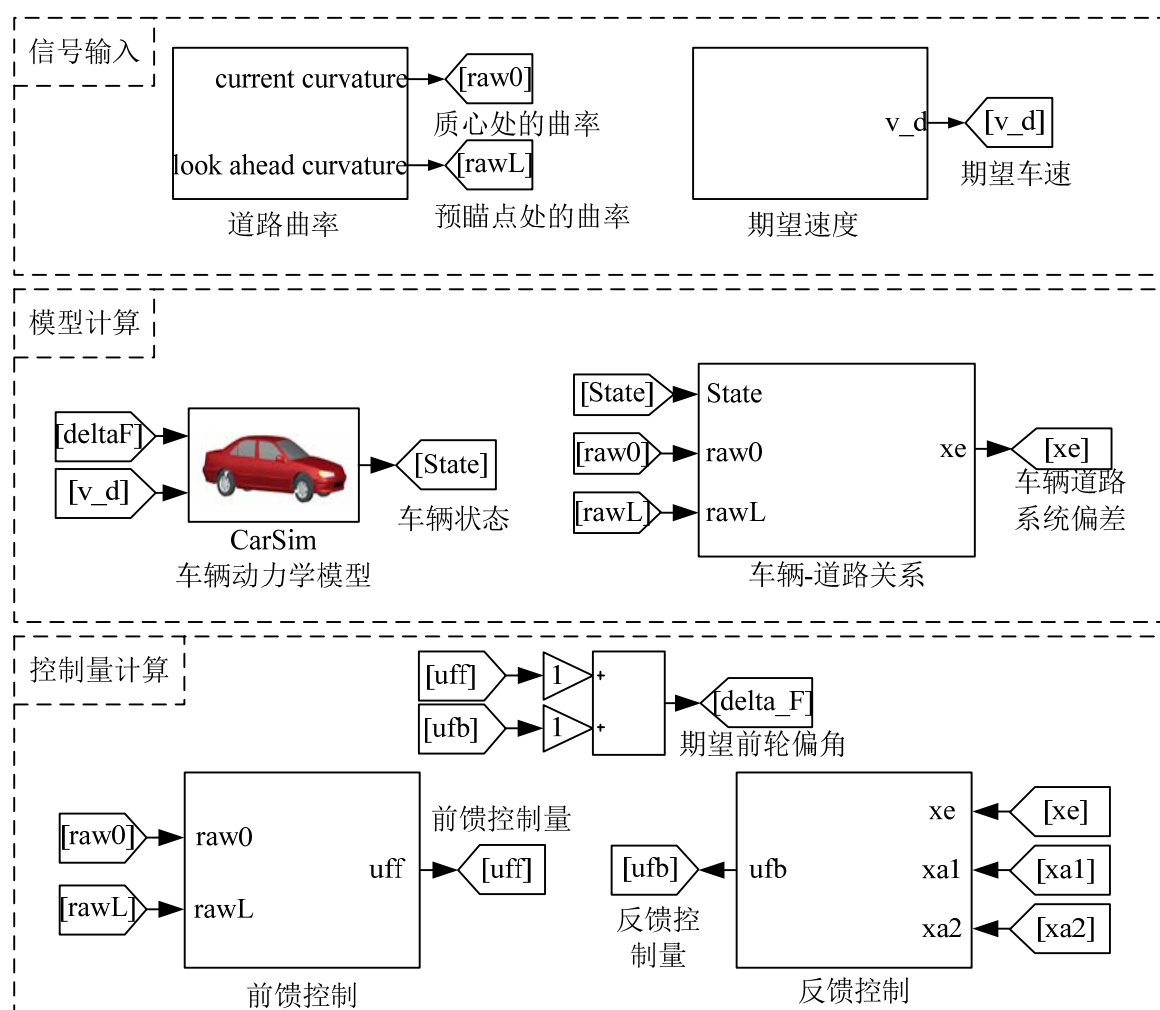


图 7.1 CarSim 和 MATLAB/Simulink 联合仿真系统

## 7.2 自动转向实车实验平台开发

### 7.2.1 自动转向实车实验平台总体设计

所需开发的自动转向系统实车实验平台是智能车辆实验平台的一个组成部分。因此，自动转向系统实验平台的开发应基于智能车辆体系结构来设计，以满足智能车辆的整体需求。下面从智能车辆体系结构出发，开发自动转向系统实车实验平台。

本文研究的智能车辆实车实验平台的体系结构如图 7.2 所示。智能车辆系统主要由 5 个部分组成，传感器、感知计算机、规划计算机、控制计算机和车辆等。感知计算机、规划计算机和控制计算机之间通过以太网通信方式进行数据交换；控制计算机和车辆控制 ECU 之间通过串口进行通信；车辆执行机构控制部分则通过 CAN 总线进行数据传输和共享。

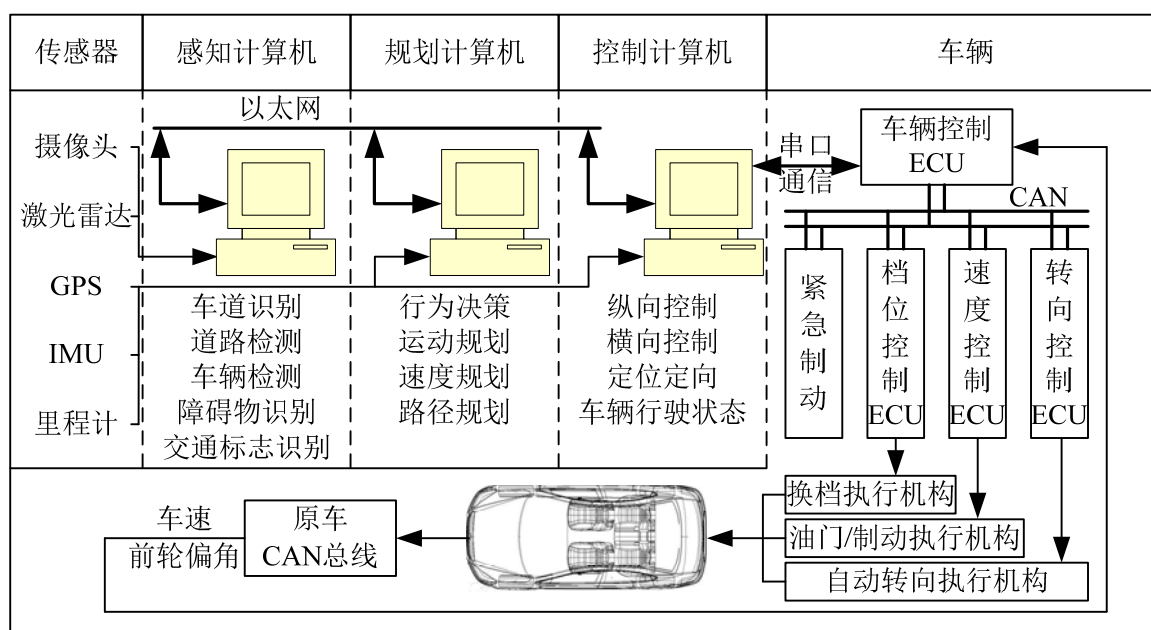


图 7.2 智能车辆体系结构

传感器是指安装在智能车辆上的所有传感器，主要用于获取智能车辆行驶的外界环境信息和车辆自身行驶状态。感知计算机根据摄像头、激光雷达等环境感知传感器提供的数据进行检测、识别，得到车辆前方道路和障碍物信息等。规划计算机根据感知计算机提供的环境信息判断智能车辆可行驶区域，并根据自身行驶状态对智能车辆的运动进行规划，包括路径规划和速度规划。控制计算机根据车辆自身状态和规划计算机提供的运动规划结果计算车辆控制所需的控制量，并通过串口传输给车辆控制 ECU。车辆系统中的车辆控制 ECU 作为底层（转向控制 ECU、速度控制 ECU、档位控制 ECU 等）和上层（控制计算机、规划计算机、感知计算机等）之间的纽带，完成数据的上下传输功能。车辆控制 ECU 直接从原车的 CAN 总线上获取所需车辆行驶信息，如车速、前轮偏角等，发送给控制计算机。同时，车辆控制 ECU 从控制计算机接收期望控制指令，如期望车速、期望前轮偏角、期望档位等，并根据从原车 CAN 总线上获取的车辆当前信息，按照各底层 ECU（转向控制 ECU、速度控制 ECU、档位控制 ECU）的需求对指令分解、再加工，按照通信协议格式发送到 CAN 总线上。转向控制 ECU、速度控制 ECU 和档位控制 ECU 分别从各自对应的 ID 中获取期望控制指令和当前实际状态，通过反馈对转向执行机构、油门制动执行机构、换档执行机构进行控制，实现智能车辆的期望运动。CAN 总线的搭建方便了模块的加入，如紧急制动系统等模块可以方便地作为一个 CAN 节点添加到 CAN 总线中。

根据上述的智能车辆体系结构和第 2 章 2.2 节中的总体方案, 自动转向控制系统实车实验平台总体结构如图 7.3 所示。自动转向控制系统由内环和外环组成, 内环通过反馈实现对前轮偏角的精确控制; 外环主要根据自动转向控制算法实现智能车辆的横向运动控制, 通过计算合理的前轮偏角控制车辆始终沿期望道路行驶。本文的车辆平台采用国产某型轿车, 装有 EPS 系统, 其电机是三相无刷直流电机。因此直接采用 EPS 电机及其传动机构作为自动转向系统的执行机构, 设计相应的电机驱动与位置控制器实现对前轮偏角的精确控制。显然, 内环控制系统的主要任务就是通过设计信号采集、开发电控系统, 控制 EPS 系统电机准确转动前轮偏角到期望位置。

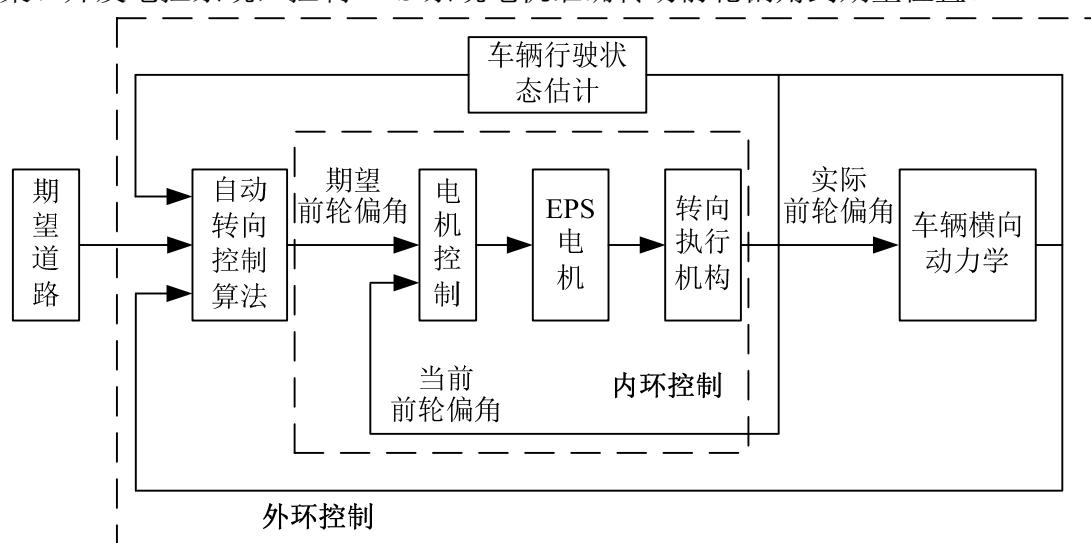


图 7.3 自动转向控制系统总体结构

结合自动转向系统总体结构, 开发装有 EPS 系统的智能车辆自动转向控制系统实验平台, 如图 7.4 所示。图中看出, 自动转向控制系统的内环和外环系统比较明确, 按照各自的期望输入和输出对各系统进行控制以实现自动转向系统基本需求。

## 7.2.2 自动转向实车实验平台实现

### 7.2.2.1 内环系统实现

如上所述, 内环控制系统主要实现对 EPS 电机的位置控制, 精确控制前轮偏角到期望位置。因此内环控制系统结构与普通的控制系统结构相同, 由传感器、控制器、执行器等三部分组成, 如图 7.5 所示。传感器主要采集用于电机控制的信号, 如前轮偏角、前轮偏角变化率、电机转速、电机相电流等, 并传输给电控系统控制器。电控系统控制器根据期望值和当前值反馈控制占空比实现对电机的位置控制。执行机构则把电机的转动传递到前轮偏角的转动。



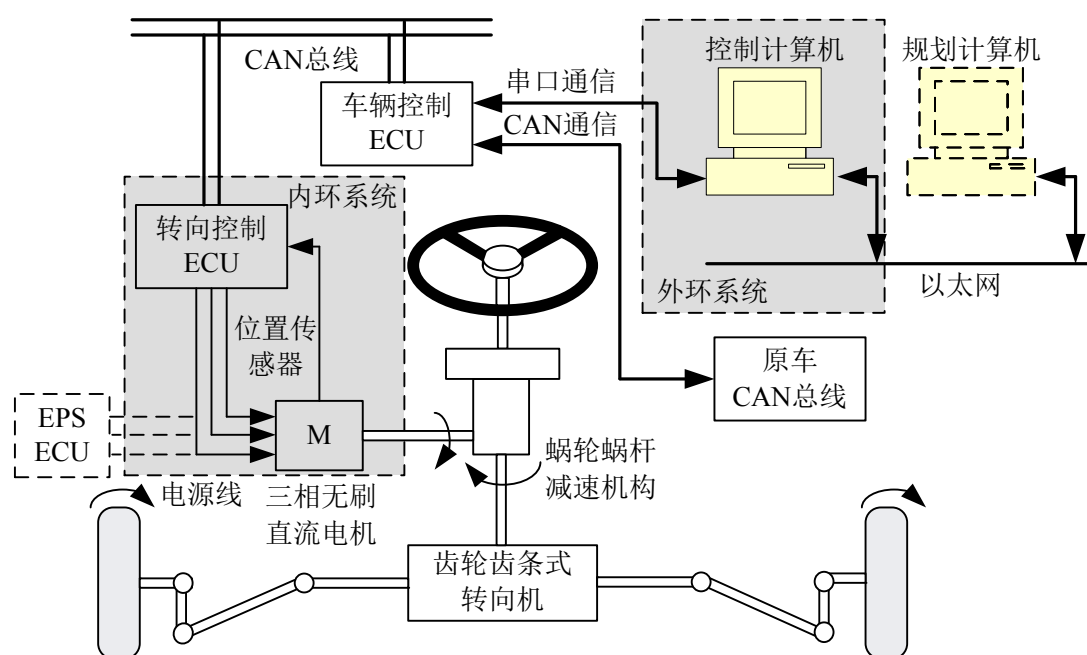


图 7.4 装有 EPS 系统的智能车辆自动转向控制系统实验平台

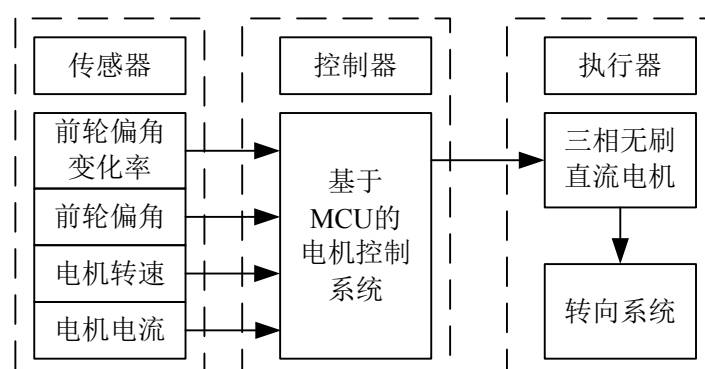


图 7.5 自动转向内环控制电控系统结构

### （1）传感器信号

图中看出，传感器信号包括前轮偏角变化率、前轮偏角、电机转速、电机相电流和期望前轮偏角。其中前轮偏角变化率、前轮偏角和期望前轮偏角从 CAN 总线上获取。电机转速通过电机换向用的三个霍尔开关计算得到，而电机相电流根据每相控制线上串联的电流传感器（型号为 ASC754LCB-050，测量范围为-50A~50A）采集得到。

### （2）基于 MCU（Micro Control Unit）的电机控制系统

基于 MCU 的电机控制系统就是自动转向内环控制系统的控制器，也就是智能车辆实验平台中的转向控制 ECU。MCU 采用飞思卡尔公司的 MC9S12 系列单片机，电机驱动模块采用三菱公司的智能功率驱动模块(Intelligent Power Module, 缩写为 IPM)

PS21869。IPM 模块采用第 5 代低功耗 IGBT 管芯、内置栅极驱动电路、短路保护和驱动电压欠压保护、体积小且重量轻，同时模块内置完整的功率输出电路，因此直接连接负载使用。根据电机的期望运动，在 IPM 输入端输入相应的 PWM 控制信号和逻辑高/低电平，就能驱动电机转动。图 7.6 示为开发的转向控制 ECU。

### (3) 自动转向执行机构

由于采用了原车 EPS 电机以及传动机构，因此不需要为自动转向控制系统加装任何执行机构，大大方便了实车实验平台的开发。装有 EPS 系统的原车转向机构如图 7.7 所示。EPS 电机的额定功率为 220w、额定电压为 12V、额定转矩为 3N·m。EPS 电机输出扭矩通过蜗轮蜗杆传动机构（减速比为 16.5: 1）传递到转向轴上。转向轴的转动经齿轮齿条转向机转换为转向横拉杆的直线运动。经计算知，该电机能够满足自动转向系统驱动要求，在平坦路面上能够使智能车辆实验平台转向自如。



图 7.6 转向控制 ECU

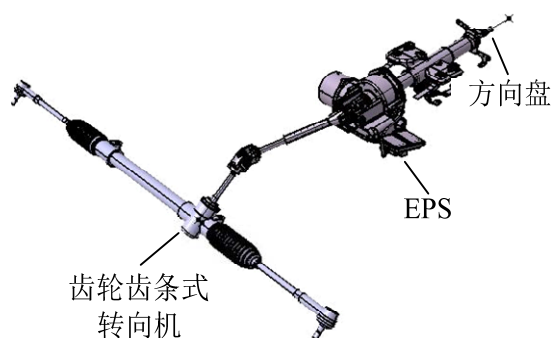


图 7.7 装有 EPS 系统的转向机构

### 7.2.2.2 外环系统实现

外环控制系统根据路径规划给出的期望道路和车辆实时状态，计算描述车辆-道路关系的状态变量，并通过自动转向控制算法计算期望前轮偏角值，发送给内环控制系统。由于自动转向控制算法的复杂性，外环控制系统采用控制计算机进行控制。

图 7.8 示为自动转向控制系统实现框图。图中虚线框表示为自动转向外环控制系统。外环系统主要由预瞄距离计算模块、车辆状态估计模块、偏差量计算模块和自动转向控制量计算模块等组成。图 7.8 清楚地描述了自动转向外环控制系统的输入和输出，并且详细给出了自动转向实车实验平台各个部分之间的数据传递关系。图中看出，路径规划系统根据环境感知系统给出的车道、路沿、障碍物等信息，实时规划出期望道路，并发送给自动转向外环系统。同时，车辆状态估计系统实时采集传感器信号，

如横摆角速度、纵横向加速度、前轮偏角、车速等，用以估计车辆横向运动状态。根据预瞄距离和期望道路模型，直接可以计算预瞄点的曲率和横向位置偏差、方向偏差。而横向位置偏差和方向偏差的变化率需要根据车辆行驶状态估计结果，由式（3.38）和（3.43）计算得到。这样就得到了用于计算自动转向控制量的状态变量。

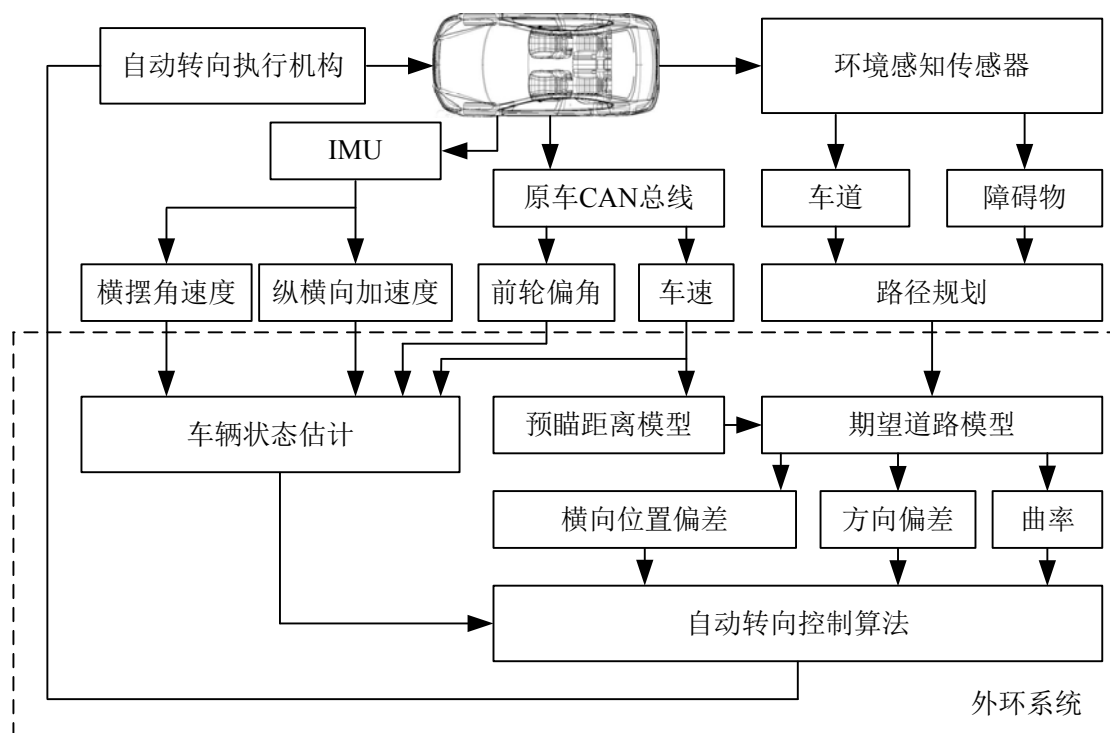


图 7.8 自动转向控制系统实现框图

### 7.2.3 智能车辆实验平台集成

图 7.9 和图 7.10 分别表示以上述智能车辆实验平台的开发工作为基础所搭建的智能车辆实验平台总体布置与实物。

图 7.9 中看出，环境感知传感器主要有激光雷达（Light Detection and Ranging，缩写为 LIDAR）、毫米波雷达（Millimeter Wave Radar，缩写为 MWR）、摄像头（Cameras）等；定位定向传感器采用 GPS 和 IMU；环境感知、规划决策和定位控制计算机均采用笔记本电脑实现。另外，设计并安装了供电系统，以便通过开关操作传感器、控制系统和执行器的供电情况。

图 7.10 中看出，所开发的平台中传感器的布置紧凑、车辆控制执行机构的安装与改造合理、供电系统与控制系统的操作方便。这大大提高了平台在试验中的可操作性和可靠性。

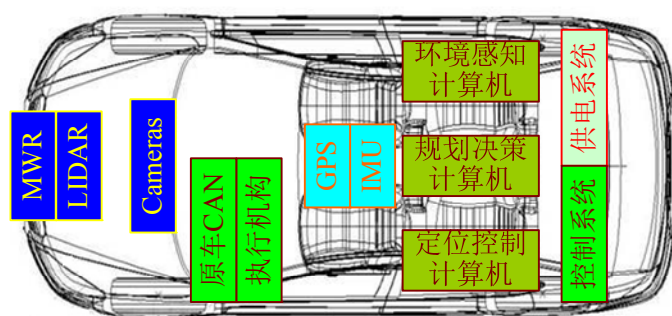


图 7.9 智能车辆实验平台总体布置示意图



图 7.10 智能车辆实验平台

### 7.3 自动转向试验研究

利用所搭建的自动转向联合仿真系统和智能车辆实车实验平台，开展了大量的仿真和实车试验研究。下面通过若干组典型的行驶工况，对前几章阐述的自动转向控制系统研究内容的正确性、各项功能的实现情况以及自动转向系统的性能进行验证。

#### 7.3.1 仿真试验研究

仿真试验的目的是验证自动转向控制算法的可行性，为实车试验提供理论依据。通过设计四种仿真工况，考核自动转向控制算法的有效性。第一个仿真工况设计为定速跟踪直线道路，主要考核控制算法消除初始误差的性能；第二个仿真工况设计为定

速避障换道，主要考核控制算法对弯曲道路的跟踪能力；第三个仿真工况设计为定速跟踪 8 字形道路，主要考核控制算法对曲率突变的适应性和鲁棒性；第四个仿真工况为变速跟踪复杂道路，主要考核自动转向控制算法对车速变化的鲁棒性。

### 7.3.1.1 定速跟踪直线道路

直道跟踪仿真试验考核所建立的自动转向动力学模型和控制算法的正确性、稳定性。仿真时，令预瞄点处横向位置偏差的初始值为 0.5m，即  $\Delta y_L=0.5\text{m}$ ；方向偏差的初始值为  $2^\circ$ ，即  $\Delta\psi_0=2^\circ$ ；其余状态变量均选取为 0。同时，仿真过程中车速选取为固定值，8m/s。上述所设定的仿真工况与 7.3.2.1 节中的实车试验工况比较接近，这有助于对比仿真和实车试验结果，以验证算法在仿真和实车试验中的一致性。

图 7.11 所示为定速跟踪直线道路工况的仿真结果。

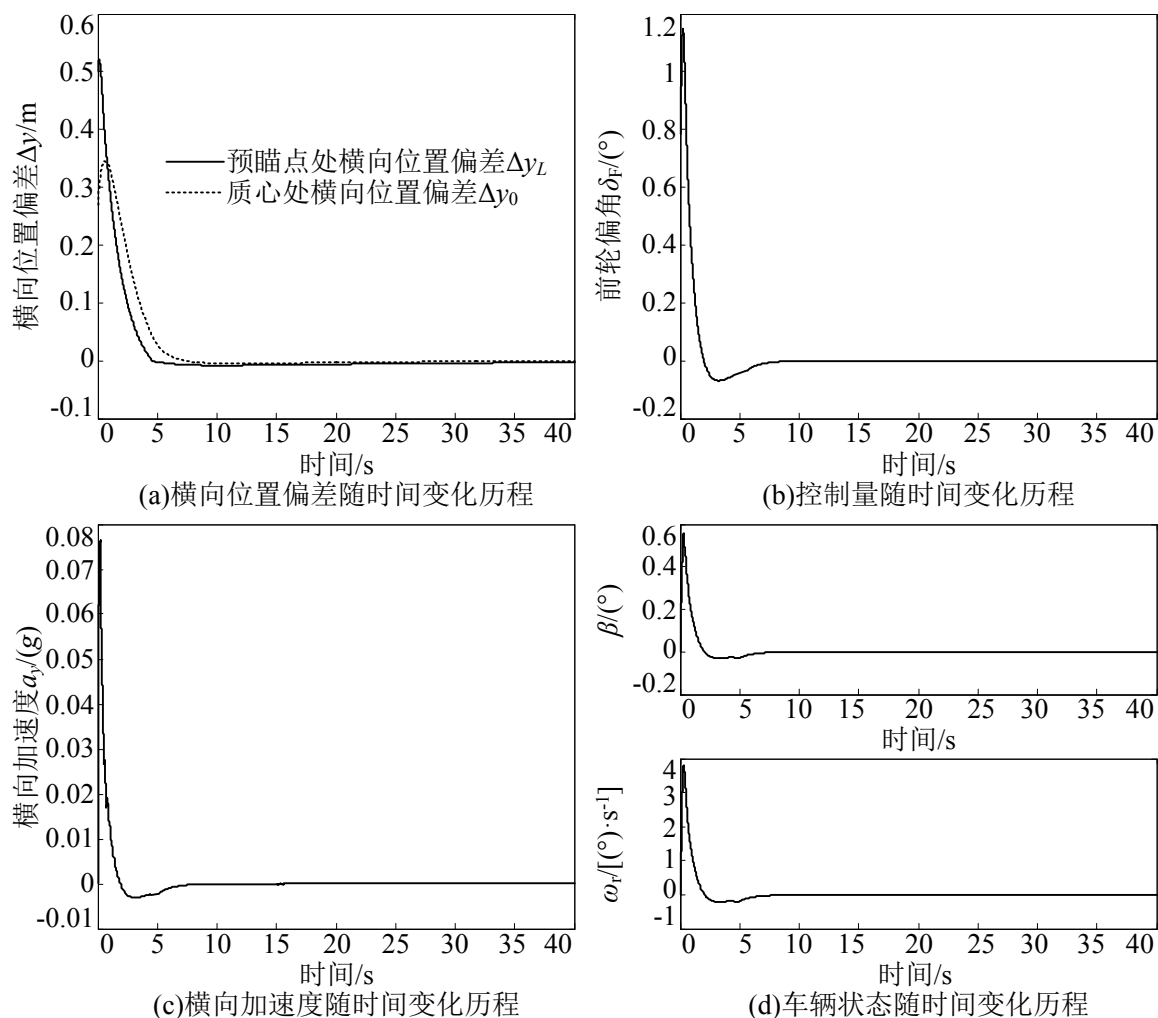


图 7.11 仿真结果

图 7.11 (a) 表示横向位置偏差  $\Delta y_L$  和  $\Delta y_0$  随时间变化曲线, 图中看出  $\Delta y_L$  和  $\Delta y_0$  渐近收敛于 0, 且不产生超调, 同时收敛时间小于 5s。这表明所设计的控制算法不仅使闭环系统稳定, 同时使闭环系统具有良好的道路跟踪精度和较短的动态响应时间, 即本文设计的自动转向控制算法具有良好的直道跟踪性能。图 7.11 (b) 表示前轮偏角  $\delta_F$  随时间变化曲线, 由于期望路径为直道, 因此前馈控制量为 0, 只有反馈控制作用。该工况下最大  $\delta_F$  小于  $1.2^\circ$ 。图 7.11 (c) 和 (d) 表示车辆横向运动状态 ( $a_y$ 、 $\beta$  和  $\omega_r$ ) 随时间变化历程。图 7.11 (c) 中看出在消除横向位置偏差的过程中产生的横向加速度约为  $0.08g$ , 这表明智能车辆具有良好的乘坐舒适性。图 7.11 (d) 中  $\beta$  和  $\omega_r$  曲线表明智能车辆在行驶过程中具有良好的车辆动力学响应。

直道跟踪仿真结果表明所设计的控制算法不仅可以保证直道跟踪时的闭环系统稳定性, 而且具有良好的道路跟踪性能。同时直道跟踪仿真试验结果表明自动转向系统满足所提出的性能指标要求。

### 7.3.1.2 定速避障换道

定速避障换道仿真试验模拟实车避障换道试验, 主要考核自动转向系统在换道工况时的动态性能和对曲率连续变化的跟踪效果。仿真时, 车速选取为固定值,  $8\text{m/s}$ ; 期望道路曲率则由实车避障换道试验中采集的数据来确定。由于避障换道过程中路径规划系统给出的期望路径为曲率连续变化的曲线, 因此此时自动转向控制量不仅包含反馈量, 而且具有前馈量。

图 7.12 示为定速避障换道工况的仿真结果。图 7.12 (a) 表示横向位置偏差  $\Delta y_L$ 、 $\Delta y_0$  和期望曲率  $\rho_L$  随时间的变化历程。 $\Delta y_L$  和  $\Delta y_0$  曲线表明最大  $\Delta y_L$  和最大  $\Delta y_0$  都出现在曲率变化最大的位置,  $\Delta y_L$  和  $\Delta y_0$  的最大值均约为  $0.1\text{m}$ , 这表明自动转向控制系统能够以较高的精度跟踪期望路径;  $\rho_L$  曲线表示期望道路曲率是连续变化的, 最大曲率数值为  $0.012\text{m}$ 。所计算的控制量随时间变化历程如图 7.12 (b) 所示, 图中看出前轮偏角的最大值为  $1.8^\circ$ 。图 7.12 (c) 和 (d) 表示车辆横向运动状态 ( $a_y$ 、 $\beta$  和  $\omega_r$ ) 随时间变化历程。图 7.12 (c) 中  $a_y$  曲线表明自动转向控制算法在避障换道过程中的最大横向加速度为  $0.08g$ , 这表明该工况下智能车辆具有良好的乘坐舒适性。图 7.12 (d) 中  $\beta$  和  $\omega_r$  曲线表明智能车辆在避障换道工况下具有良好的动态响应。

定速避障换道仿真工况既有直道, 又有弯道。仿真试验结果表明所设计的自动转向控制算法能够较好地跟踪避障换道期望路径, 不仅具有良好的道路跟踪精度, 同时具有良好的乘坐舒适性。仿真试验结果表示自动转向控制系统在定速避障换道仿真工

况下满足所提出的性能指标要求。

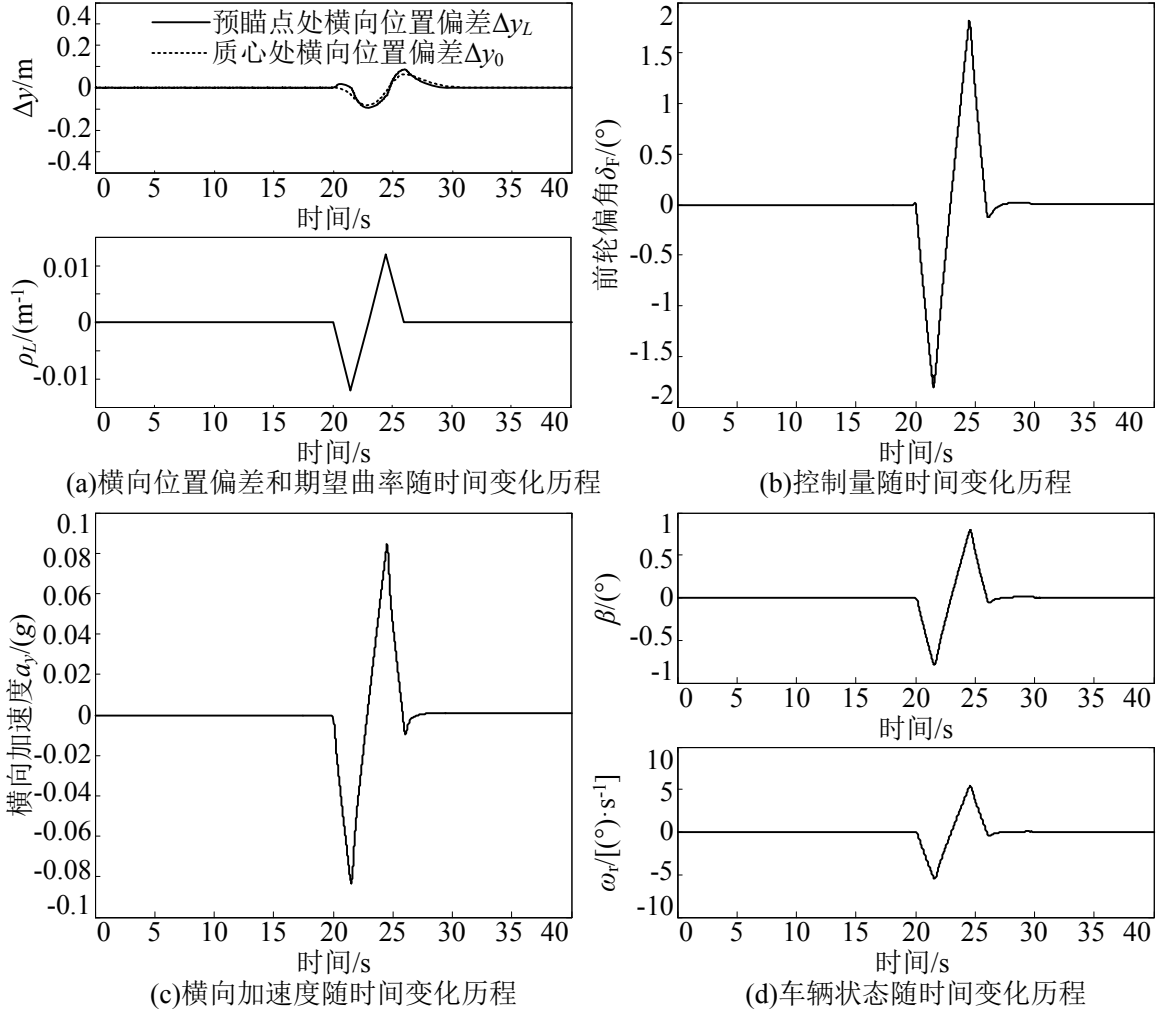


图 7.12 仿真结果

### 7.3.1.3 定速跟踪 8 字形道路

8 字形道路由两个圆相切组成，在某一时刻具有曲率突变。8 字形道路可以考核车辆行驶的操纵稳定性和自动转向控制系统的特性，如跟踪非 0 曲率期望道路时的控制系统稳态响应特性、跟踪不连续突变曲率期望道路时的瞬态特性等<sup>[66]</sup>。仿真过程中 8 字形道路的期望道路曲率是突变的，同时车辆行驶过程中车速选取为固定值。下面以两组不同工况进行仿真试验。

(1) 曲率绝对值为  $0.0157\text{m}^{-1}$ ，车速为  $10\text{m/s}$ ，对应的稳态横向加速度绝对值为  $0.16g$

定速跟踪 8 字形道路的仿真试验结果如图 7.13 所示。图 7.13 (a) 所示为横向位置偏差  $\Delta y_L$  和  $\Delta y_0$  随时间的变化历程，图中看出最大  $\Delta y_L$  出现在曲率突变处，其最大值为  $0.4\text{m}$ ，而跟踪稳态圆周时，跟踪误差  $\Delta y_L$  逐渐收敛于 0； $\Delta y_0$  随时间的变化趋势

与  $\Delta y_L$  类似,  $\Delta y_0$  的绝对值的最大值不超过 0.3m, 满足质心处横向位置偏差性能指标的要求。 $\Delta y_L$  和  $\Delta y_0$  的曲线表明, 本文提出的预瞄距离模型是正确的、可行的, 通过本文提出的预瞄距离模型能够使  $\Delta y_0$  和  $\Delta y_L$  均较小, 同时使系统具有良好的动态性能。图 7.13 (b) 表示控制量前轮偏角  $\delta_F$  随时间变化曲线, 由于曲率突变, 控制量也是突变的。图 7.13 (c) 所示为横向加速度  $a_y$  曲线, 图中看出, 横向加速度的稳态值等于理论横向加速度  $0.16g$ , 而曲率突变时的瞬态横向加速度则为  $0.25g$ 。图 7.13 (d) 表示车辆横向运动状态, 质心侧偏角  $\beta$  和横摆角速度  $\omega_r$ , 随时间变化的曲线。

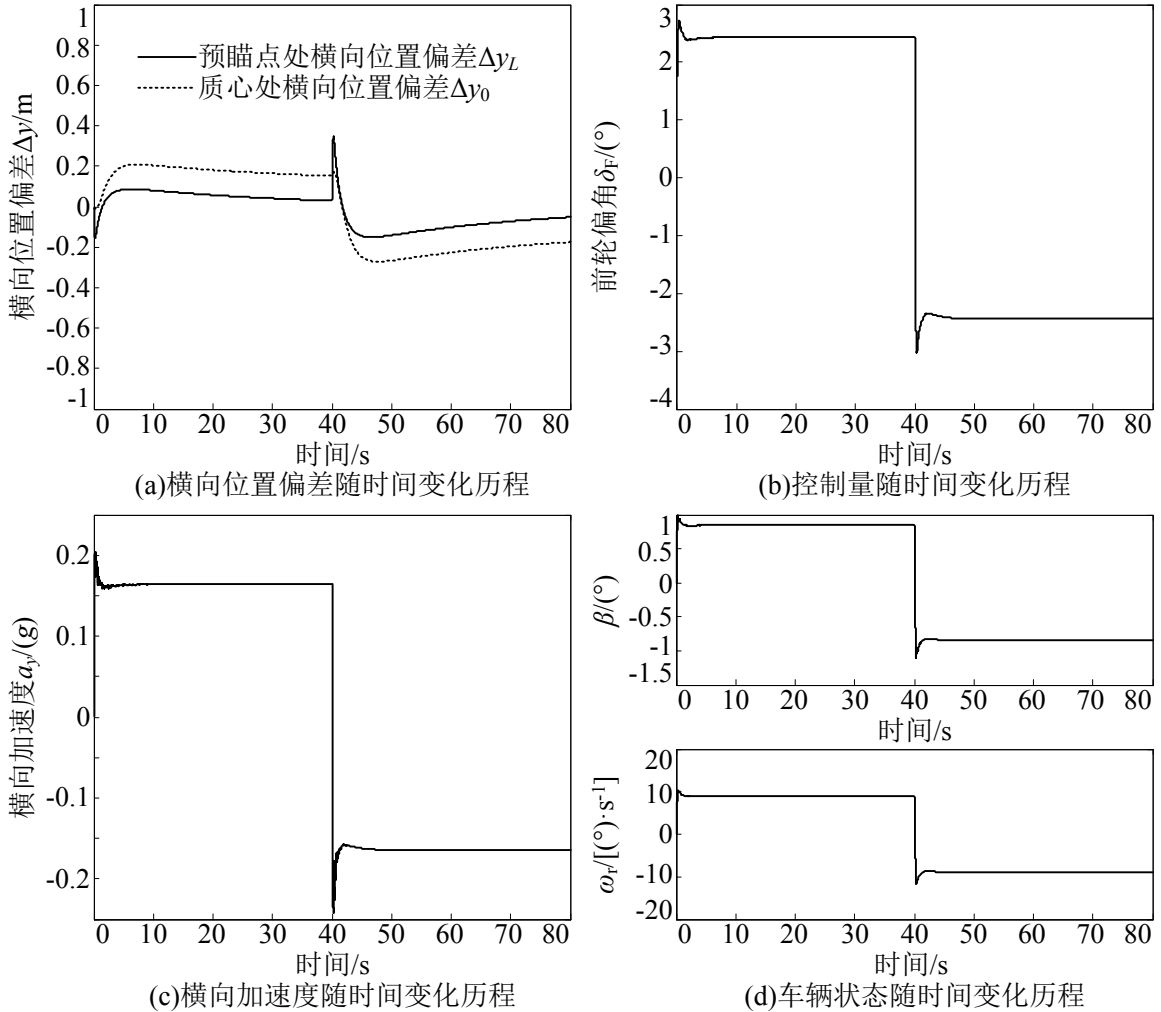


图 7.13 仿真结果

仿真试验结果表明, 所提出的前馈-反馈控制算法能够较好地跟踪圆周期望道路, 特别是对不连续突变的曲率具有较好的鲁棒性。

(2) 曲率绝对值为  $0.00785\text{m}^{-1}$ , 车速为  $20\text{m/s}$ , 对应的稳态横向加速度绝对值为  $0.32g$

工况 (2) 与工况 (1) 相比, 曲率减小一半, 车速增加一倍, 因此理论横向加速



度绝对值增加了一倍。这表明，该工况的车辆动力学特性和非线性特性比工况（1）明显，对控制算法的考核程度也比工况（1）高。

定速跟踪 8 字形道路的仿真试验结果如图 7.14 所示。图 7.14（a）表示，最大  $\Delta y_L$  出现在曲率突变处，其值为 0.5m，当曲率稳定后， $\Delta y_L$  渐近快速收敛于 0； $\Delta y_0$  的变化趋势与  $\Delta y_L$  是一致的，其最大绝对值也不超过 0.5m。这表明该工况下预瞄距离模型也能够使  $\Delta y_0$  小于性能指标。从图 7.14（c）所示的实际横向加速度  $a_y$  曲线中看出，曲率突变时的最大瞬态  $a_y$  可达到 0.4g，此时车辆系统呈现出一定的非线性特性，而稳态时的  $a_y$  为 0.32g。图 7.14（b）和（d）分别表示控制量和车辆状态随时间变化的曲线。

仿真试验结果表明，所提出的控制算法在车辆呈现非线性特性的情况下也能够较好地跟踪圆周期望道路。

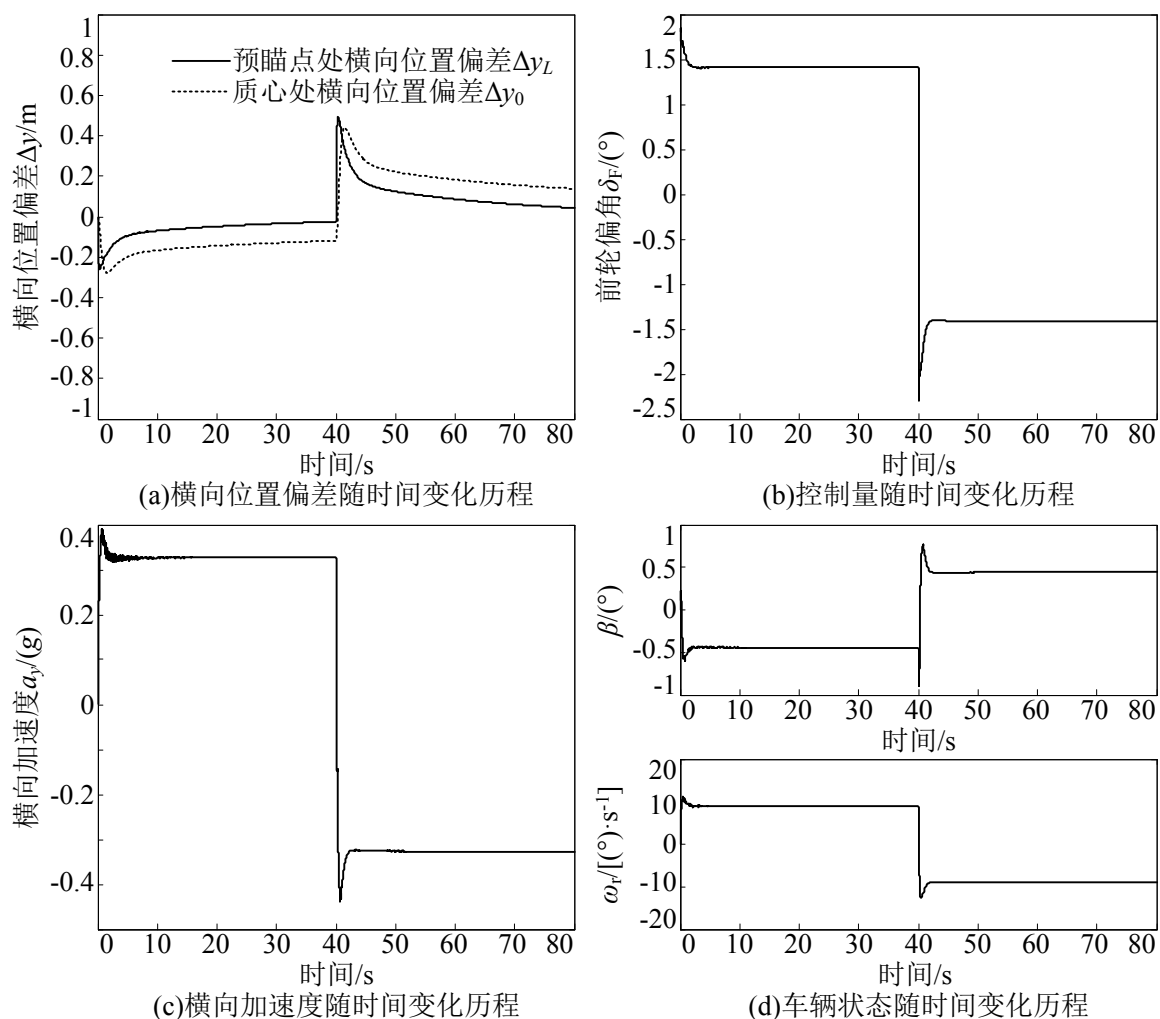


图 7.14 仿真结果

定速跟踪 8 字形道路的仿真结果表明，本文设计的自动转向控制算法能够较好地

跟踪曲率突变的道路，且对非 0 曲率道路具有良好的跟踪性能。同时，所提出的预瞄距离模型能有效限制质心处的横向位置偏差小于设计指标。对比两种不同车速下的仿真结果可知，自动转向系统跟踪 8 字形道路时，曲率突变处的道路跟踪位置偏差最大，且瞬态横向加速度也最大。同时，跟踪理论横向加速度较大的曲线时的横向位置偏差也较大，而且曲率的突变直接影响道路跟踪精度。实际道路行驶时为了减小曲率突变对跟踪精度的影响，可采用平滑方法，将突变曲率处理为平滑变化的曲率，以有效减小横向位置偏差、提高跟踪精度。

#### 7.3.1.4 变速跟踪复杂道路

变速跟踪复杂道路的仿真工况用于模拟实际道路行驶情况，期望道路、对应的曲率和期望车速如图 7.15 所示，智能车辆从  $A$  点出发，逆时针跟踪期望道路。该仿真工况主要考核自动转向控制算法的综合动态特性，如对曲率、车速变化的鲁棒性和适应性，为实车试验提供依据。从期望道路及曲率、期望车速曲线中看出，整个仿真过程中曲率是随时间变化的、车速是随着期望曲率变化的。期望曲率越小，则期望车速越高，反之亦然。另外，对曲率的突变进行了平滑处理，用连续的曲率代替了突变的曲率，以提高跟踪精度。同时，为了考核车速变化时的道路跟踪性能，所选取的车速范围从 10m/s 变化到 35m/s。因此，该仿真试验工况可以考核中、高速下的自动转向控制系统道路跟踪性能。

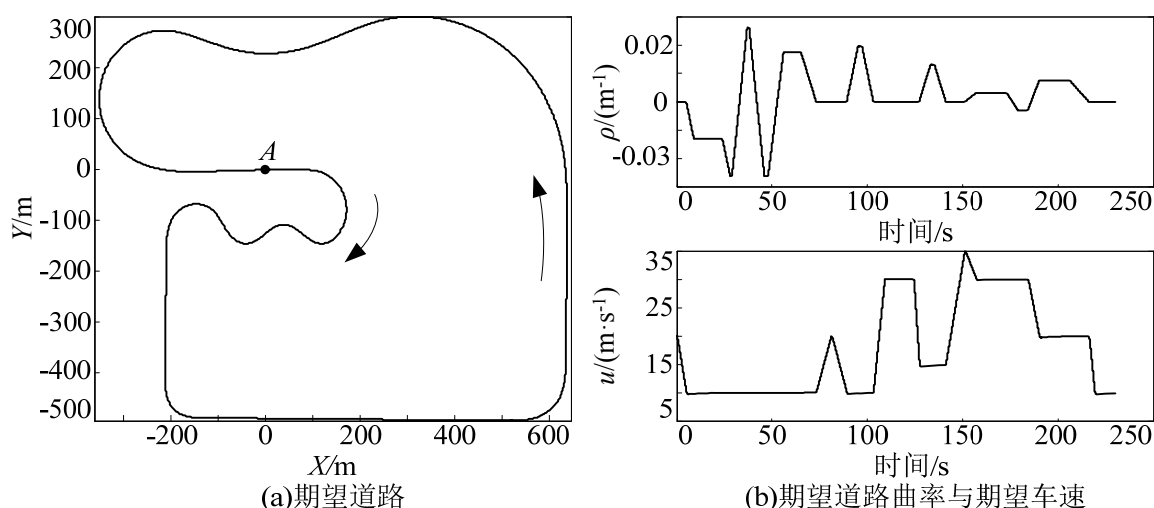


图 7.15 仿真工况的期望道路、期望曲率和期望车速

仿真时，智能车辆从  $A$  点出发，在自动转向控制算法的控制下，克服曲率干扰，跟踪期望道路，最终行驶到  $A$  点。智能车辆行驶过程中的速度控制则采用 CarSim 软

件中的速度控制模块进行控制，只需通过 MATLAB/Simulink 将期望车速发送给 CarSim 即可。

变速跟踪复杂道路的仿真试验结果如图 7.16 所示。

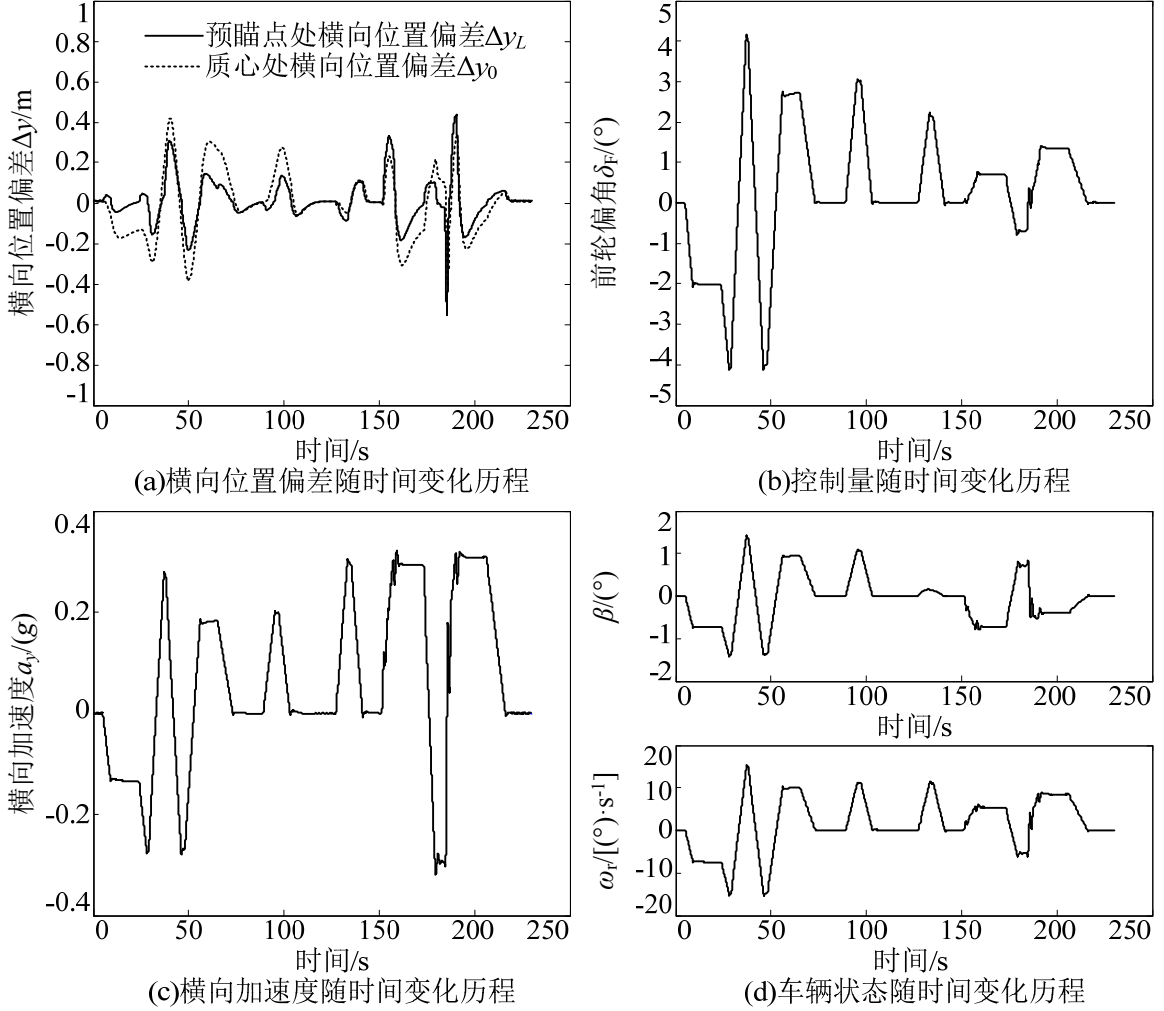


图 7.16 仿真结果

图 7.16 (a) 表示横向位置偏差  $\Delta y_L$  和  $\Delta y_0$  随时间变化曲线。图 7.16 (b) 表示控制量前轮偏角  $\delta_F$  随时间变化曲线。图 7.16 (c) 和 (d) 分别表示实际横向加速度  $a_y$  和车辆状态  $\beta$ 、 $\omega_r$  随时间变化历程。图 7.16 (a) 表明，变速跟踪复杂道路工况下  $\Delta y_L$  和  $\Delta y_0$  绝对值的最大值均不超过 0.5m，满足道路跟踪性能指标的要求。道路跟踪最大误差出现在 180-200s 时间段，对应的横向加速度为 0.38g。此时产生较大的道路跟踪误差是因为车速急剧减小的缘故。在设计自动转向滑模自适应控制算法时，假设车速为固定值，这导致车速变化较快时，控制系统道路跟踪精度有所下降。但是道路跟踪最大误差仍能够满足系统设计指标要求。同时，对比图 7.16 (a) 和 (c) 看出，当  $a_y$

较大时,  $\Delta y_L$  也较大。这是因为车辆的非线性特性取决于  $a_y$  的缘故。图 7.16 (d) 表明, 整个仿真过程中, 车辆具有良好的横向运动状态, 这有助于保证车辆行驶的操纵稳定性, 提高行车安全性。

仿真试验的结果表明, 在复杂期望道路下, 本文提出的自动转向控制算法能够使智能车辆始终沿期望道路行驶。特别是曲率连续变化、车速不断变化的工况下, 本文设计的自动转向控制算法能够使智能车辆较好地跟踪期望道路, 即本文提出的控制算法对曲率和车速具有较好的鲁棒性和适应性。

### 7.3.2 实车试验研究

为验证自动转向控制系统在实际应用中的实现情况, 利用所开发的智能车辆实车实验平台, 开展了大量的实车试验研究。实车试验研究工作结合智能车辆的环境感知、路径规划等系统, 在校园环境里实现自动驾驶, 并通过自动驾驶过程中的自动转向系统的道路跟踪性能来验证前几章提出的方法的正确性。由于智能车辆技术仍处于发展阶段, 同时考虑到实验环境为校园道路, 因此对智能车辆实车实验平台的最高期望速度进行了限制, 限定值为 10m/s。

下面从大量的实车试验数据中提取四种典型的行驶工况, 验证所设计的自动转向控制系统的功能和性能。其中前两种试验工况与仿真试验工况比较一致, 通过实车试验和仿真试验的对比来进一步验证自动转向动力学模型和控制算法的正确性。

#### 7.3.2.1 直道跟踪试验

由于实车试验时存在较多的外界不确定干扰, 同时车辆初始状态不能完全满足零初始条件要求, 因此, 首先以直道跟踪试验来考核自动转向控制算法的道路跟踪性能。直道跟踪试验主要考核自动转向控制系统克服外界不确定干扰, 跟踪直道的能力, 即自动转向控制系统的纠偏能力。实验环境选取为校园水平路面, 路面上画有平直的车道线。路径规划系统根据环境感知系统实时识别的车道线和车辆当前位置实时规划期望道路和期望车速, 发送给车辆控制系统。车辆控制系统根据速度控制算法对期望车速进行控制, 同时根据本文设计的自动转向控制算法精确跟踪期望路径。直道跟踪试验中某次试验的试验结果如图 7.17 所示。

试验数据中看出, 试验的初始状态如下: 车辆离期望道路 0.04m ( $\Delta y_L$ ), 前轮偏角  $\delta_F$  为 -0.5°, 航向角  $\psi$  为 3°, 车速  $u$  为 1m/s。期望道路的期望航向角为 -1.3°。试验过程中车速从 1m/s 逐渐增加到 8m/s。图 7.17 (a) 表示  $\Delta y_L$  随时间的变化曲线。图 7.17

(a) 中看出试验开始阶段  $\Delta y_L$  逐渐增大, 随后渐近收敛于 0。这是因为初始航向与初始前轮偏角不为 0 的缘故。初始  $\psi > 0$  表示车辆偏离车道向右行驶; 初始  $\delta_F < 0$  也表示前轮偏角向右转动, 车辆向右行驶。这导致试验开始阶段  $\Delta y_L$  有所增大。随着时间的推移, 在自动转向控制算法的作用下  $\Delta y_L$  逐渐收敛于 0。直道跟踪过程中, 最大  $\Delta y_L$  不大于 0.4m。图 7.17 (b) 表示为了减小  $\Delta y_L$ , 控制量  $\delta_F$  从负到正, 使前轮偏角向左 ( $\delta_F > 0$ ) 转动, 随后渐近收敛于 0。试验过程中最大  $\delta_F$  小于  $0.8^\circ$ 。图 7.17 (c) 表示期望路径与实际车辆行驶路径曲线, 曲线表明期望路径与实际路径吻合的较好, 也就是在非 0 初始条件下, 自动转向控制系统能够较好地控制智能车辆跟踪直道。图 7.17 (d) 表示  $\psi$  和  $u$  随时间变化历程。在自动转向系统的控制下  $\psi$  渐近收敛于期望航向。而车速则在速度控制算法的作用下跟随期望车速。

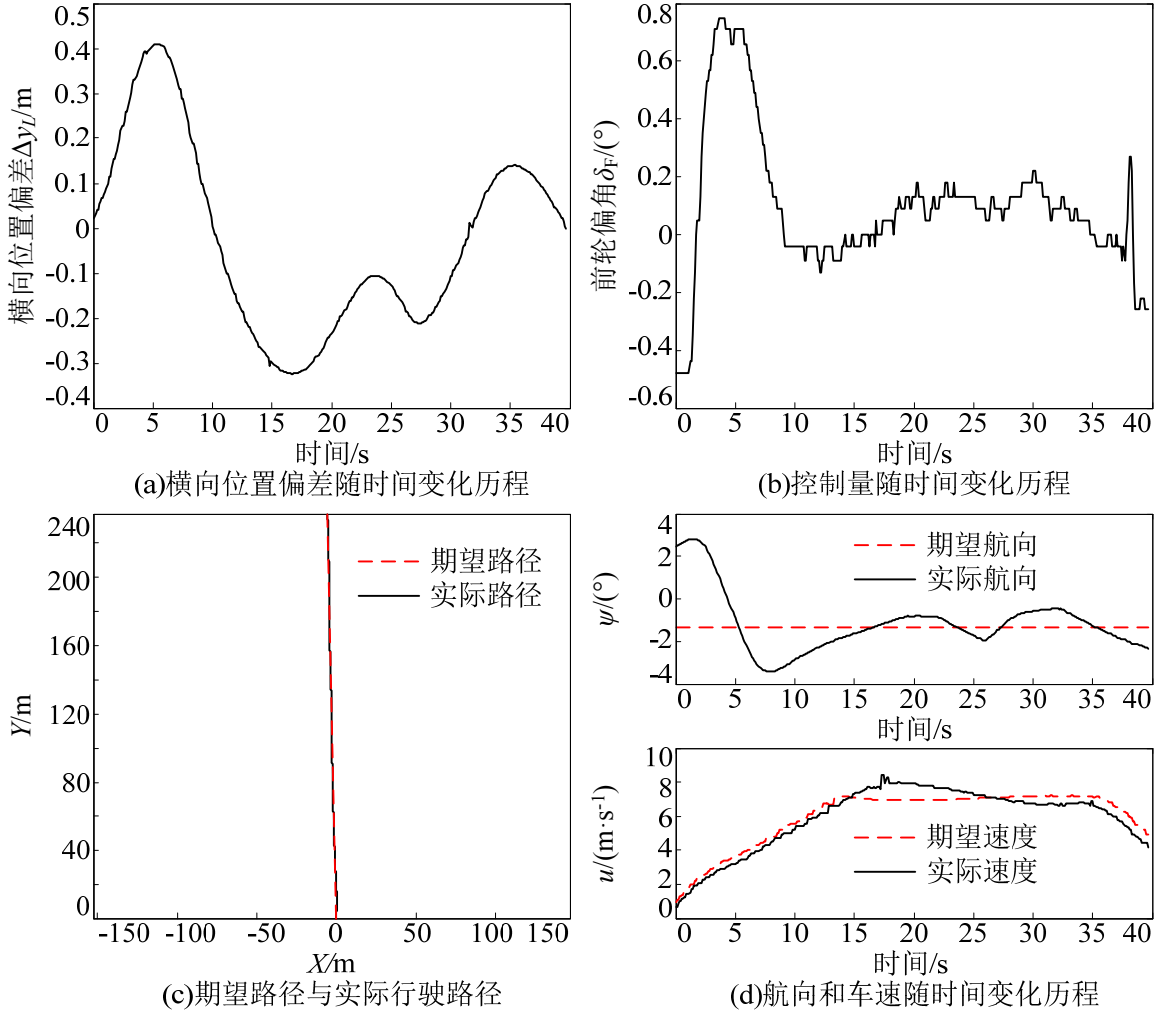


图 7.17 试验结果

直道跟踪试验结果表明所提出的自动转向控制算法在跟踪直道时收敛。同时, 道

路跟踪的精度小于 0.5m, 满足总体指标要求。这表明所提出的自动转向控制算法在实际不确定行驶环境下具有良好的道路跟踪性能, 对外界不确定干扰具有良好的鲁棒性和适应性。

对比本节的直道跟踪实车试验与 7.3.1.1 节中的仿真试验不难看出, 两种试验的工况基本相同。不同在于实车试验过程中车速是变化的, 而仿真试验过程中车速是不变的。直道跟踪实车试验结果(图 7.17)与仿真试验结果(图 7.11)的对比中看出, 实车试验与仿真试验中各物理量随时间的变化趋势是相似的。这表明本文提出的自动转向系统动力学模型以及控制算法是正确的, 而且满足所设计的功能和性能指标要求。

### 7.3.2.2 避障换道试验

避障换道试验主要考核自动转向系统跟踪弯曲道路时的动态响应能力。换道试验的场地选取为校园水平路面。试验时, 车辆行驶在车道上, 当环境感知系统检测到前方障碍物后(以静止的轿车作为障碍物), 路径规划系统规划出满足避障要求的期望轨迹, 此时的期望轨迹带有曲率信息。自动转向系统根据所设计的前馈-反馈控制算法, 控制前轮偏角跟踪期望轨迹。

图 7.18 所示为换道试验中某次试验的试验结果。图 7.18 (a) 表示横向位置偏差  $\Delta y_L$  和期望曲率  $\rho_L$  随时间的变化历程。其中  $\rho_L$  由局部路径规划计算给出, 用于计算前馈控制量。 $\Delta y_L$  的曲线表明, 在换道开始和结束阶段,  $\Delta y_L$  值较大, 其最大值达 0.4m, 而换道结束后, 自动转向控制算法使车辆沿直线行驶,  $\Delta y_L$  值渐近收敛于零。图 7.18 (b) 表示  $\delta_F$  随时间变化曲线, 曲线表明车辆直线行驶时,  $\delta_F$  控制量基本在  $0^\circ$  附近, 而换道时  $\delta_F$  的变化范围在  $\pm 2^\circ$ 。图 7.18 (c) 表示智能车辆较好地跟踪期望路径, 实际行驶路径与期望路径基本一致。图 7.18 (d) 表示车辆航向角  $\psi$  与车速  $u$  随时间变化历程。换道过程中车辆航向增加, 换道结束后, 则迅速稳定到直道对应的航向上。同时, 换道试验时期望车速设定为 5m/s, 速度控制系统通过协调控制油门、制动执行机构实现对期望速度的跟随。避障换道试验结果在表明实际行驶不确定环境下自动转向控制能够较好地跟踪非 0 曲率期望路径。

对比本节的避障换道实车试验与 7.3.1.2 节中的仿真试验可以看出, 两种试验的实验工况是一致的。不同在于实车试验过程中车速是从 0m/s 逐渐加速到 5m/s, 而仿真试验过程中车速为固定值。避障换道实车试验结果(图 7.18)与仿真试验结果(图 7.12)表明两种工况中道路跟踪性能基本一致。实车试验的横向位置偏差比仿真试验中稍大。这进一步证明本文提出的自动转向系统动力学模型以及控制算法的正确性。

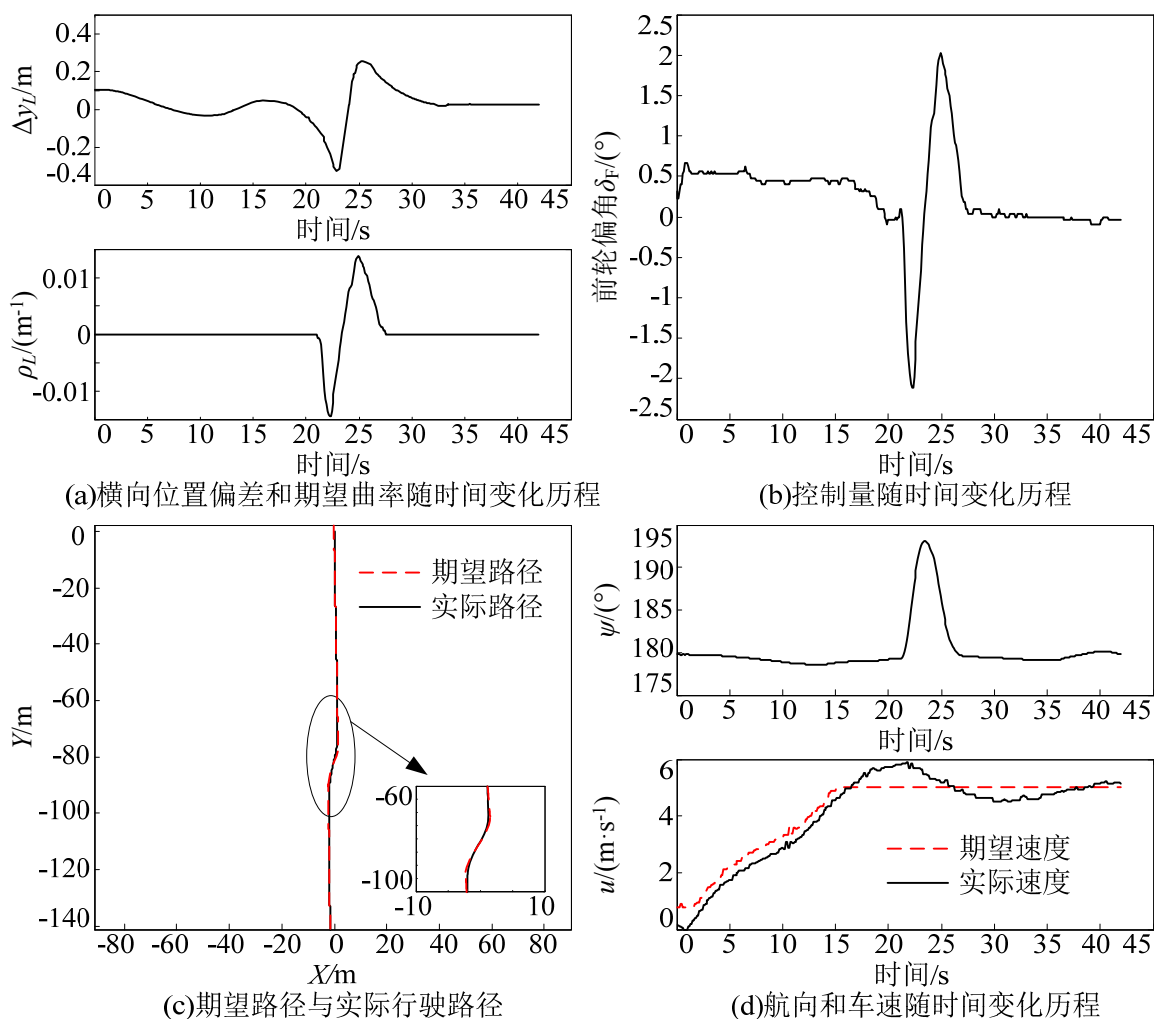


图 7.18 试验结果

### 7.3.2.3 弯道跟踪试验

弯道跟踪试验主要考核自动转向系统在实际行驶环境下跟踪较长弯曲道路的能力。选择一段带有明显车道线的弯曲的结构化道路作为所要跟踪的道路。路径规划系统根据环境感知系统给出的车道信息规划出期望道路。自动转向系统根据期望道路曲率以及车辆-道路之间的偏差来生成期望前轮偏角,并通过控制转向执行机构实现智能车辆的弯道跟踪。图 7.19 所示为弯道跟踪的试验结果。

图 7.19 (a) 所示为规划系统给出的期望曲率随时间变化历程, 根据期望曲率则由式 (5.5) 直接可以计算自动转向前馈控制量。期望道路曲率表明在时间轴 0-5s 阶段和 28-35s 阶段时, 期望道路为直线; 在时间轴 5-28s 阶段时, 期望道路为曲线; 同时在 12-26s 阶段内期望曲率大约稳定在  $0.0065m^{-1}$ , 相当于期望道路曲率半径为 154m。图 7.19 (b) 表示实际前轮偏角随时间变化曲线。图中看出该工况下最大前轮偏角小

于  $1.8^\circ$ 。图 7.19 (c) 表示车辆实际行驶的轨迹。图中  $A$  点表示为起点,  $B$  点表示为终点。图 7.19 (d) 表示车辆航向和车速随时间变化历程。图中看出该工况下最高车速为  $9\text{m/s}$ 。结合车辆行驶速度和图 7.19 (a) 中期望曲率可以得到该工况下车辆所受的最大横向加速度约为  $0.04g$ 。

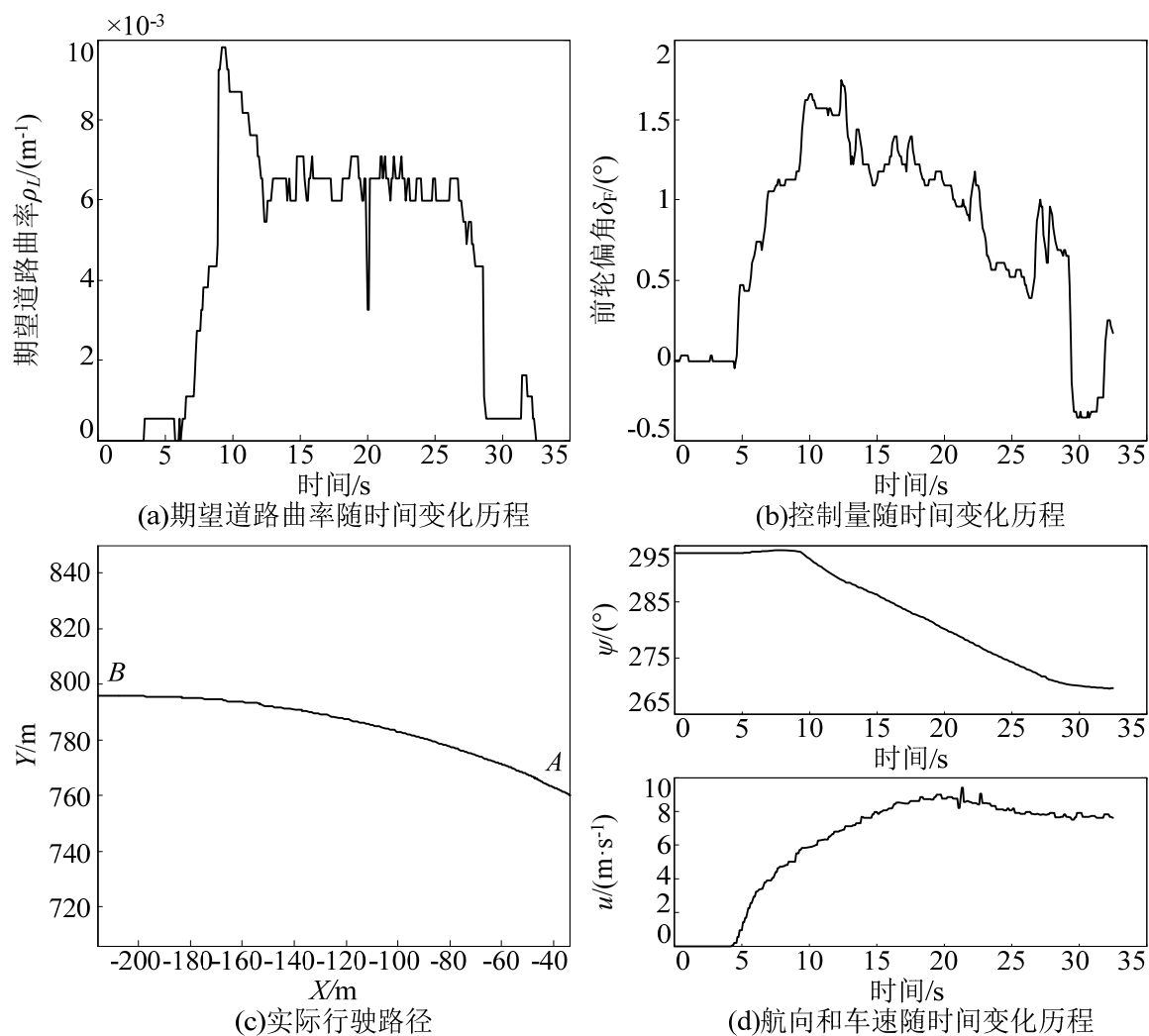


图 7.19 试验结果

弯道跟踪试验结果表明自动转向控制算法在跟踪弯道时收敛, 而且具有良好的道路跟踪性能。另外, 车辆实际行驶轨迹也表明在自动转向控制算法的作用下车辆具有良好的动态性能。弯道跟踪试验表明本文设计的自动转向控制算法可以满足智能车辆道路跟踪功能和性能要求。

#### 7.3.2.4 复杂道路试验

复杂道路试验主要考核复杂行驶工况下自动转向系统跟踪道路的动态性能。复杂



道路试验环境选取为校园内的环形道路。试验时，智能车辆从起始点  $A$  出发，沿环形道路顺时针行驶一圈回到目标点  $B$ （如图 7.20 (a) 所示，图中  $W_1$ 、 $W_2$ 、 $W_3$ 、 $W_4$  分别表示四个弯道）。试验过程中，车速由人工控制，而车辆的横向运动由自动转向系统进行控制。图 7.20 所示为复杂道路试验工况的试验结果。

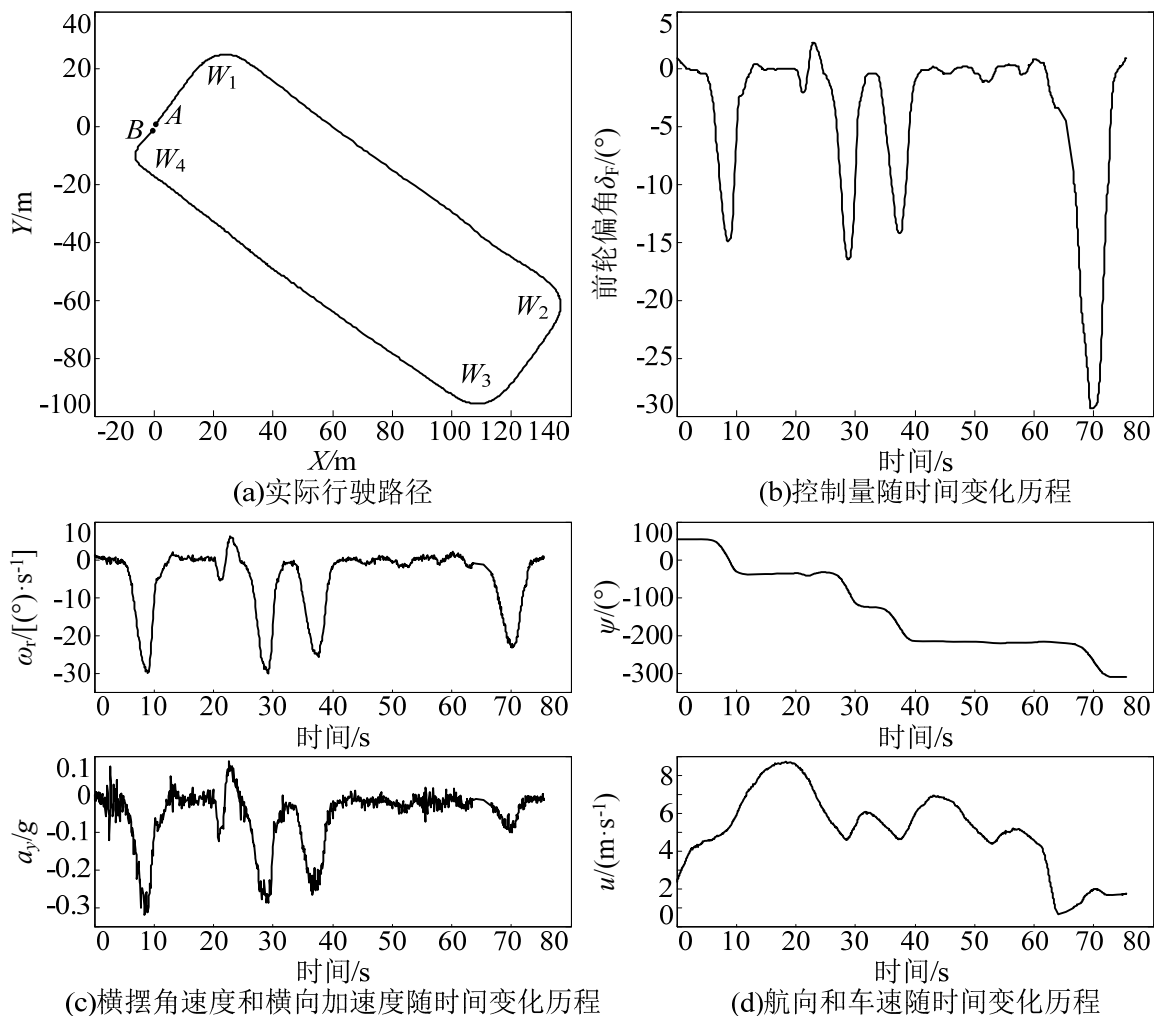


图 7.20 试验结果

图 7.20 (a) 表示试验过程中智能车辆所行驶的轨迹。图 7.20 (b) 表示自动转向控制系统的控制量随时间变化的曲线。曲线表明，在跟踪  $W_1$ 、 $W_2$ 、 $W_3$  三个直角弯道时控制量约为  $-15^\circ$ ，跟踪第四个直角弯道  $W_4$  时控制量达到了  $-30^\circ$ ；在直道  $W_1W_2$  和  $W_3W_4$  上行驶时，为了避开障碍物，控制量有小幅跳动。图 7.20 (c) 和 (d) 表示试验过程中横向运动状态随时间变化历程，包括横摆角速度  $\omega_r$ 、横向加速度  $a_y$ 、车辆航向  $\psi$  和车速  $u$ 。 $\omega_r$  和  $a_y$  的曲线表明，智能车辆的横向运动具有良好的动态响应，试验过程中最大横向加速度为  $0.3g$ ，满足乘坐舒适性的总体指标要求； $u$  的曲线表明，

试验过程中的最高车速为 8m/s。

复杂道路试验结果表明本文提出的自动转向系统动力学模型以及控制算法是正确的。本文设计的自动转向控制系统能够满足道路跟踪功能要求，同时各项性能也满足总体指标要求。因此，所开发的自动转向系统可应用于智能车辆技术集成验证平台。

由于实车试验工况的车速不是很高，未能通过实车试验来验证本文提出的自动转向控制算法在高速行驶过程中的性能。然而通过对比分析定速跟踪直道仿真试验与直道跟踪实车试验、定速避障换道仿真试验与避障换道实车试验可以验证本文提出的自动转向动力学模型以及控制算法在中低速工况下是正确的，且具有良好的道路跟踪性能。同时，定速跟踪 8 字形道路仿真试验、变速跟踪复杂道路仿真试验充分验证了本文提出控制算法在高速工况下的性能。而且，弯道跟踪实车试验和复杂道路实车试验结果也能够反映所提出自动转向动力学模型的正确性以及控制算法的性能。因此，综合自动转向系统的仿真和实车试验结果可以验证，不仅在中低速工况，而且在高速行驶工况下，本文提出的自动转向系统动力学模型及控制算法是正确的。同时，仿真和实车试验结果也表明本文研究的自动转向控制系统实现了总体设计的功能要求，也满足总体性能指标要求。

## 7.4 本章小结

(1) 搭建了基于 CarSim 和 MATLAB/Simulink 的自动转向联合仿真系统。CarSim 用于建立复杂的车辆动力学模型，描述车辆行驶动力学特性，其输入为前轮偏角和期望车速，输出为车辆横向运动状态。MATLAB/Simulink 用于计算车辆与期望路径之间的偏差，求解自动转向控制律。

(2) 以某一常规车辆为基础，开发了智能车辆技术集成验证平台，其中自动转向系统由内环和外环控制系统组成。内环控制系统通过驱动原车 EPS 电机的方式实现。而外环系统根据前瞻式传感器获得的环境信息，通过路径规划得到期望道路信息、基于预瞄机制计算得到车辆与期望路径之间的偏差。

(3) 基于联合仿真系统和实车实验平台，开展了自动转向试验研究。通过设计四种仿真工况，验证了自动转向非线性控制算法的可行性和正确性。通过设计四种实车试验工况，验证了实际道路上行驶的智能车辆的自动转向系统性能。仿真和实车试验结果表明，本文所设计的自动转向系统道路跟踪精度高，对外界不确定性和车速的变化具有较强的鲁棒性和适应性。

## 结论

### 全文总结

本文以智能车辆的自动转向系统为研究对象,以车辆-道路系统动力学模型以及控制理论为基础,深入分析了自动转向控制系统的特性,提出并验证了基于 Backstepping 设计方法的自适应滑模自动转向控制算法。针对智能车辆横向运动状态的不可测量的物理量,采用扩展卡尔曼滤波方法设计了非线性状态估计算法,并通过仿真和实车试验进行了验证。本文的主要研究内容包括以下几个方面:

(1) 建立了基于预瞄机制的车辆-道路系统动力学模型。从平面运动车辆横向动力学单轨模型出发,以预瞄机制为核心,结合车辆-道路相对运动几何关系,建立了车辆-道路系统线性和非线性模型。为了方便控制算法的设计,通过仿射变换,推导了以道路跟踪偏差(横向位置偏差和方向偏差)为状态变量的车辆-道路系统动力学线性模型。通过对自动转向执行机构的动力学分析,建立了二自由度数学模型,以试验数据为基础,采用遗传算法优化了模型参数。

(2) 深入分析了连续变化前轮偏角输入下的车辆行驶轨迹特性。从车辆行驶轨迹方程出发,分析了在连续变化前轮偏角输入下的车辆行驶轨迹微分特性,得到了前轮偏角与车辆行驶轨迹曲率、前轮偏角变化率与轨迹曲率变化率之间的定量关系。由车辆行驶轨迹方程,采用龙格-库塔-费尔伯格数值计算方法,给出了车辆未来行驶轨迹的预测方法。

(3) 深入分析自动转向开环、闭环系统特性,提出了预瞄距离选取方法。以传递函数为基础,分析了车速和预瞄距离对自动转向开环系统的影响,并推导了自动转向开环系统的能控性和能观性。通过全状态反馈,推导了自动转向闭环控制系统的稳态误差以及质心处横向位置偏差,从而确定了控制目标。以获得较好的自动转向开环系统零点阻尼比和较小的质心处横向位置偏差稳态值为目标,提出了预瞄距离选取方法,并计算得到了本文所研究平台的预瞄距离模型。同时,分析了自动转向电机伺服系统对车辆操纵稳定性的影响。

(4) 提出了基于前馈-反馈的非线性自动转向滑模控制算法。根据车辆横向动力学稳态特性和期望道路曲率计算克服道路曲率干扰的前馈控制量。在分析常规滑模变

结构控制理论在自动转向系统中应用的前提下,结合 Backstepping 技术和自适应理论,提出了基于 Backstepping 的自适应滑模控制算法。此算法不仅对已知的道路曲率干扰具有较强的鲁棒性,而且对未知干扰和不确定性,如横向风、参数不确定性和车速,也具有自适应性和鲁棒性。

(5) 提出了智能车辆横向运动状态非线性估计算法。以智能车辆平台现有传感器为基础,从车辆横向动力学非线性模型出发,应用扩展卡尔曼滤波理论,设计了 MATLAB/Simulink 环境下的状态估计算法。仿真试验和实车试验结果表明,所提出的算法可以准确估计车辆行驶横向运动状态,如纵向速度、质心侧偏角、横摆角速度、纵向加速度、横向加速度、轮胎侧偏力等。

(6) 开展了自动转向控制试验研究。运用 CarSim 和 MATLAB/Simulink 软件,搭建了联合仿真实验平台,并通过典型的仿真工况验证了本文提出的自动转向非线性控制算法的性能。以某轿车为原型,开发了智能车辆技术集成验证平台。实车试验结果进一步证明了本文研究的自动转向系统和控制算法的有效性。

## 创新点

论文以智能车辆路径跟踪自动转向控制系统为研究对象,深入开展了理论和试验研究,主要创新点如下:

(1) 建立了基于预瞄机制的车辆-道路系统动力学模型,用预瞄点处的横向位置偏差和质心处的方向偏差描述了自动转向动态过程,为前瞻式自动转向控制系统建立了通用的数学模型。仿真和实车试验结果验证了模型的正确性和有效性。

(2) 以获得较好的自动转向开环系统零点阻尼比和得到较小的质心处横向位置偏差作为目标,提出了预瞄距离模型。仿真和实车试验结果表明,所提出的预瞄距离模型有效地限制了质心离期望路径的最大横向位置偏差,提高了自动转向系统的道路跟踪性能。

(3) 针对自动转向系统非线性、不确定和时变等特性,设计了基于 Backstepping 的自适应滑模控制算法,解决了智能车辆在复杂不确定行驶工况下的自动转向控制问题。仿真和实车试验结果表明,所设计的控制算法在变速工况下也能够较好地跟踪期望路径。

(4) 以本文研究的智能车辆平台传感器配置为基础,提出了基于扩展卡尔曼理论的智能车辆横向运动状态非线性估计算法,有效解决了智能车辆在不确定行驶工况

下的自动转向系统状态估计问题。仿真和实车试验结果表明，在一定的参数（质量、绕 $z$ 轴的转动惯量、路面附着系数等）变化范围内，所提出的状态估计算法可以准确估计车辆横向运动状态。

## 展望

智能车辆的自动转向控制是实现智能行为决策的前提和基础。高精度的路径跟踪自动转向系统是智能车辆平台追求的目标。结合本文的研究成果，在后续的研究中主要从以下几个方面开展研究：

（1）智能控制在自动转向控制中的应用。本文的研究主要基于现代控制理论的相关知识，然而随着智能车辆行驶环境的复杂，需要研究基于智能控制理论的自动转向控制，以实现自动转向控制系统具有和“人类驾驶员”一样的适应性和鲁棒性。为此，首先大量采集驾驶员操纵特性，并结合智能学习算法和优化算法，学习“人类驾驶员”的驾驶特性，根据智能车辆行驶工况，选择合适的前轮偏角控制车辆行驶。智能控制算法的应用，将进一步提高智能车辆道路跟踪精度。

（2）智能车辆纵横垂向耦合控制研究。车辆的纵横垂向运动是相互耦合，相互影响的。特别是车辆高速行驶在不平坦路面上时，其耦合特性更加明显。因此，分析和研究不平坦路面条件下，智能车辆纵横垂向运动耦合控制是后续研究智能车辆运动控制的难点和关键技术。

（3）智能车辆自动转向系统的评价方法与试验规范研究。规范、统一的自动转向系统的评价方法与试验规范是完善和推动自动转向控制技术发展的基础，对开发性能好的自动转向系统具有重要的指导意义。因此，在后续的研究中需要制定详细的自动转向系统的评价方法与试验规范。

## 参考文献

- [1]World Health Organization. The Global Burden of Disease: 2004 Update[R]. WHO Scientific Group. Geneva: WHO, 2008.
- [2]World Health Organization. Global Status Report on Road Safety[R]. Geneva: WHO Department of Violence & Injury Prevention & Disability (VIP), 2009.
- [3]NHTSA. Traffic Safety Facts Research Note: Highlights of 2009 Motor Vehicle Crashes[R]. Washington, DC: NHTSA's National Center for Statistics and Analysis, 2010.
- [4]Bundesanstalt für Straßenwesen(BASt). Traffic and Accident Data-Summary Statistics: Germany [R]. Bergisch Gladbach:Federal Highway Research Institute, 2011.
- [5]崔国军. 浅析道路交通安全解决策略[J]. 吉林交通科技, 2009(4): 54-56.
- [6]李丹. 2010 全国道路多起交通事故[EB/OL]. (2011-05-31)[2011-08-18]  
<http://jt.china.com.cn/news/NewsImgInfo.aspx?m=56658&s=&uk=&pages=1>.
- [7]NHTSA. Fatality Analysis Reporting System (FARS)[EB/OL]. (2010)[2011-08-18]  
<http://www.nhtsa.gov/FARS>.
- [8]Parent M, Yang M. Road Map towards Full Driving Automation[C]. Proceedings of 8th International Conference on Application of Advanced Technologies in Transportation Engineering. Reston, VA: ASCE and T&DI, 2004: 663-668.
- [9]汽车工程手册编委会. 汽车工程手册设计篇[M]. 北京: 人民交通出版社, 2001: 1114-1123.
- [10]Shladover S E. Review of the State of Development of Advanced Vehicle Control Systems (AVCS)[J]. Vehicle System Dynamics, 1995, 24(6-7): 551-595.
- [11]Shladover S E. Advanced Vehicle Control Systems (AVCS)[C]. Convergence International Congress & Exposition on Transportation Electronics. Dearborn, MI, USA: SAE: 901129, 1990: 103-112.
- [12]Li L, Wang F. Advanced Motion Control and Sensing for Intelligent Vehicles[M]. New York: Springer, 2007: 1-19.
- [13]Guldner J, Tan H-S, Patwardhan S. Analysis of Automatic Steering Control for Highway Vehicles with Look-down Lateral Reference Systems[R]. PATH Research Report/Tech Note 96-03, 1996.
- [14]徐海贵, 王春香, 杨明, 等. 基于曲率平滑的智能车辆道路跟踪控制[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(12): 1958-1961.

- [15]Shladover S E. PATH at 20-History and Major Milestones[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2007, 8(4): 584-592.
- [16]Khodayari A, Ghaffari A, Ameli S, et al. A historical review on lateral and longitudinal control of autonomous vehicle motions[C]. International Conference on Mechanical and Electrical Technology. Singapore: IEEE, 2010: 421-429.
- [17]Fenton R E, Mayhan R J. Automated highway studies at the Ohio State University-an overview[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 1991, 40(1): 100-113.
- [18]杨殿阁, 李克强, 郑四发, 等. 智能交通系统中的汽车技术[J]. 汽车工程, 2003,25(03): 223-226.
- [19]Tsugawa S. A history of automated highway systems in Japan and future issues[C]. IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, 2008. Columbus, OH, USA: IEEE, 2008: 2-3.
- [20]Hedrick J K, Tomizuka M, Varaiya P. Control issues in automated highway systems[J]. IEEE Control Systems, 1994, 14(6): 21-32.
- [21]Tsugawa S. An overview on control algorithms for automated highway systems[C]. IEEE/IEEJ/JSAI International Conference on Intelligent Transportation Systems. Tokyo, Japan: IEEE, 1999: 234-239.
- [22]Tsugawa S. Vision-based vehicles in Japan: machine vision systems and driving control systems[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 1994, 41(4): 398-405.
- [23]Fenton R, Melocik G, Olson K. On the steering of automated vehicles: Theory and experiment[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1976, 21(3): 306-315.
- [24]Cormier W H, Fenton R E. On the steering of automated vehicles-A velocity-adaptive controller[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 1980, 29(4): 375-385.
- [25]Fenton R E, Murthy S S. A microprocessor-based, vehicle lateral controller[C]. IEEE Vehicular Technology Conference. IEEE, 1981: 381-386.
- [26]Fenton R E, Selim I. On the optimal design of an automotive lateral controller[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 1988, 37(2): 108-113.
- [27]Shladover S E, Desoer C A, Hedrick J K, et al. Automated vehicle control developments in the PATH program[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 1991, 40(1): 114-130.
- [28]Peng H, Tomizuka M. Vehicle Lateral Control for Highway Automation[C]. American Control Conference, 1990. 1990: 788-794.
- [29]Hessburg T, Peng H, Tomizuka M, et al. An Experimental Study on Lateral Control of a Vehicle[C].

- American Control Conference, 1991. Boston, MA, USA: IEEE, 1991: 3084-3089.
- [30]Peng H, Hessburg T, Tomizuka M, et al. A Theoretical and Experimental Study on Vehicle Lateral Control[C]. American Control Conference, 1992. Chicago, IL, USA: IEEE, 1992: 1738-1742.
- [31]Peng H, Tomizuka M. Preview Control for Vehicle Lateral Guidance in Highway Automation[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1993, 115(4): 679-686.
- [32]Hessburg T, Tomizuka M. Fuzzy logic control for lateral vehicle guidance[J]. IEEE Control Systems, 1994, 14(4): 55-63.
- [33]Narendran V K, Hedrick J K. Autonomous Lateral Control of Vehicles in an Automated Highway System[J]. Vehicle System Dynamics, 1994, 23(1): 307-324.
- [34]Hsu J-C, Tomizuka M. Analyses of Vision-based Lateral Control for Automated Highway System[J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 30(5): 345-373.
- [35]Ackermann J E. My Experiences in the Control Field [Historical Perspectives][J]. Control Systems, IEEE, 2008, 28(6): 115-120.
- [36]Ackermann J E. Robust Control: The Parameter Space Approach[M]. 2nd ed. London: Springer, 2002.
- [37]Ackermann J, Guldner J, Sienel W, et al. Linear and nonlinear controller design for robust automatic steering[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1995, 3(1): 132-143.
- [38]Guldner J, Utkin V I, Ackermann J. A sliding mode control approach to automatic car steering[C]. American Control Conference, 1994. Baltimore, Maryland, USA: IEEE, 1994: 1969-1973.
- [39]Ackermann J, Guldner J, Utkin V I. A robust nonlinear control approach to automatic path tracking of a car[C]. International Conference on Control. Coventry, UK: IEEE, 1994: 196-201.
- [40]Patwardhan S, Tomizuka M, Wei-Bin Z, et al. Theory and experiments of tire blow-out effects and hazard reduction control for automated vehicle lateral control system[C]. American Control Conference, 1994. Baltimore, Maryland, USA: IEEE, 1994: 1207-1209.
- [41]Smith D E, Starkey J M. Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Controller Development and Evaluation[J]. Vehicle System Dynamics, 1994, 23(1): 627-645.
- [42]NAHSC. Technical Feasibility Demonstration Summary Report[R]. Troy, MI: National Automated Highway System Consortim, 1998.
- [43]Thorpe C, Jochem T, Pomerleau D. The 1997 automated highway free agent demonstration[C].



- IEEE Conference on Intelligent Transportation System, 1997 Boston, MA, USA: IEEE, 1997: 496-501.
- [44]Ozguner U, Baertlein B, Cavello C, et al. The OSU Demo '97 vehicle[C]. IEEE Conference on Intelligent Transportation System, 1997. Boston, MA, USA: IEEE, 1997: 502-507.
- [45]PATH Demos. 2010 2011-08-18: <http://www.path.berkeley.edu/PATH/Research/demos/>.
- [46]Ulmer B. VITA-an autonomous road vehicle (ARV) for collision avoidance in traffic[C]. Proceedings of the Intelligent Vehicles Symposium, 1992. Detroit, MI, USA: IEEE, 1992: 36-41.
- [47]Ulmer B. VITA II-active collision avoidance in real traffic[C]. Proceedings of the Intelligent Vehicles Symposium, 1994. Paris, France: IEEE, 1994: 1-6.
- [48]Dickmanns E D, Mysliwetz B D. Recursive 3-D road and relative ego-state recognition[J]. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 1992, 14(2): 199-213.
- [49]Maurer M, Behringer R, Dickmanns D, et al. VaMoRs-P: An Advanced Platform for Visual Autonomous Road Vehicle Guidance[C]. Proceedings of SPIE Conference on Mobile Robots IX. Boston, MA, USA: SPIE, 1994: 239-248.
- [50]Maurer M, Dickmanns E D. A system architecture for autonomous visual road vehicle guidance[C]. IEEE Conference on Intelligent Transportation System, 1997. Boston, MA, USA: IEEE, 1997: 578-583.
- [51]Bertozzi M, Bombini L, Broggi A, et al. GOLD: A Framework for Developing Intelligent-Vehicle Vision Applications[J]. IEEE Intelligent Systems, 2008, 23(1): 69-71.
- [52]Bertozzi M, Broggi A, Fascioli A. Vision-based Intelligent Vehicles: State of the Art and Perspectives[J]. Robotics and Autonomous Systems, 2000, 32(1): 1-16.
- [53]Broggi A, Bertozzi M, Fascioli A, et al. The ARGO Autonomous Vehicle's Vision and Control Systems[J]. The International Journal of Intelligent Control and Systems, 1999, 3(4): 409-441.
- [54]Broggi A, Medici P, Cardarelli E, et al. Development of the control system for the Vislab Intercontinental Autonomous Challenge[C]. International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC), 2010. Funchal, Madeira Island, Portugal: IEEE, 2010: 635-640.
- [55]Taniguchi M, Hosaka A, Kurami K, et al. The development of autonomously controlled vehicle, PVS[C]. Vehicle Navigation and Information Systems Conference, 1991. Dearborn, MI, USA: IEEE, 1991: 1137-1141.
- [56]Tsugawa S, Saito T, Hosaka A. Super smart vehicle system: AVCS related systems for the future[C].

- Proceedings of the Intelligent Vehicles Symposium, 1992. Detroit, MI, USA: IEEE, 1992: 132-137.
- [57]Gage D W. Unmanned Ground Vehicle Development Efforts[J]. Unmanned Systems Magazine, 1995, 13(3): 1-9.
- [58]Toscano M. Department of Defense Joint Robotics Program[C]. International Conference on Unmanned Ground Vehicle Technology, 1999. Orlando, FL, USA: SPIE, 1999: 100-109.
- [59]Spofford J R, Rimey R D, Munkeby S H. Overview of the UGV/Demo II Program[C]. Reconnaissance Surveillance and Target Acquisition for the Unmanned Ground Vehicle, 1997. Morgan Kaufman, 1997: 21-40.
- [60]Shoemaker C M, Bornstein J A. Overview of the Demo III UGV Program[C]. Robotics and Semi-Robotic Ground Vehicle Technology. Orland, FL, USA: SPIE, 1998: 202-211.
- [61]Krotkov E, Blitch J. The Defense Advanced Research Projects Agency Tactical Mobile Robotics Program[J]. The International Journal of Robotics Research, 1999, 18(7): 769-776.
- [62]Fosson M H V, Fish S. Role of Robotics in Ground Combat of the Future: UGCV, PreceptOR, and FCS[C]. Unmanned Ground Vehicle Technology III. Orlando, FL, USA: SPIE, 2001: 323-327.
- [63]Coulter R C. Implementation of the Pure Pursuit Path Tracking Algorithm[R]. Pittsburgh, PA: Carnegie Mellon University, Robotics Institute, 1992.
- [64]Buehler M, Iagnemma K, Singh S. The 2005 Grand Challenge-The Great Robot Race[M]. Berlin: Springer, 2007.
- [65]Buehler M, Iagnemma K, Singh S. The DARPA Urban Challenge-Autonomous Vehicles in City Traffic[M]. Berlin: Springer, 2009.
- [66]Snider J M. Automatic Steering Methods for Autonomous Automobile Path Tracking[R]. Pittsburgh: Robotics Institute, Carnegie Mellon University, 2009.
- [67]Campbell S F. Steering Control of an Autonomous Ground Vehicle with Application to the DARPA Urban Challenge[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2007.
- [68]Thrun S, Montemerlo M, Dahlkamp H, et al. Stanley: The robot that won the DARPA Grand Challenge[J]. Journal of Field Robotics, 2006, 23(9): 661-692.
- [69]Wit J, Crane C D, Armstrong D. Autonomous ground vehicle path tracking[J]. Journal of Robotic Systems, 2004, 21(8): 439-449.
- [70]Kahveci N E. Adaptive steering control for uncertain vehicle dynamics with crosswind effects and steering angle constraints[C]. IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety,

2008. Columbus, OH, USA: IEEE, 2008: 168-173.
- [71]Behringer R, Sundareswaran S, Gregory B, et al. The DARPA grand challenge - development of an autonomous vehicle[C]. IEEE Intelligent Vehicles Symposium, 2004. Parma, Italy: IEEE, 2004: 226-231.
- [72]Ming Feng H, Ozguner U. A path following control algorithm for urban driving[C]. IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, 2008. Columbus, OH, USA: IEEE, 2008: 227-231.
- [73]Bacha A, Bauman C, Faruque R, et al. Odin: Team VictorTango's entry in the DARPA Urban Challenge[J]. Journal of Field Robotics, 2008, 25(8): 467-492.
- [74]Wang J, Steiber J, Surampudi B. Autonomous Ground Vehicle Control System for High-speed and Safe Operation[J]. International Journal of Vehicle Autonomous Systems, 2009, 7(1/2): 18-35.
- [75]Kang J, Hindiyeh R Y, Moon S, et al. Design and Testing of a Controller for Autonomous Vehicle Path Tracking Using GPS/INS Sensors[C]. Proceedings of the 17th World Congress. Seoul, Korea: IFAC, 2008: 2093-2098.
- [76]Ryu J, Gerdes J C. Integrating Inertial Sensors With Global Positioning System (GPS) for Vehicle Dynamics Control[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2004, 126(2): 243-254.
- [77]Bevly D M, Ryu J, Gerdes J C. Integrating INS Sensors With GPS Measurements for Continuous Estimation of Vehicle Sideslip, Roll, and Tire Cornering Stiffness[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2006, 7(4): 483-493.
- [78]Kritayakirana K, Gerdes J C. Controlling an Autonomous Racing Vehicle: Using Feedforward and Feedback to Control Steering and Speed[C]. ASME Conference Proceedings. Hollywood, California, USA: ASME, 2009: 173-180.
- [79]Talvala K L R, Kritayakirana K, Gerdes J C. Pushing the limits: From lanekeeping to autonomous racing[J]. Annual Reviews in Control, 2011, 35(1): 137-148.
- [80]孙振平, 安向京, 贺汉根. CITAVT-IV——视觉导航的自主车[J]. 机器人, 2002, 24(02): 115-121.
- [81]邓剑文, 安向京, 贺汉根. 基于道路结构特征的自主车视觉导航[J]. 吉林大学学报(信息科学版), 2004, 22(04): 415-419.
- [82]张朋飞. 智能汽车视觉导航技术的研究[D]. 北京: 清华大学, 2004.
- [83]徐友春. 基于机器视觉的汽车主动安全技术的研究[D]. 北京: 清华大学, 2003.

- [84]赵熙俊, 陈慧岩. 智能车辆路径跟踪横向控制方法的研究[J]. 汽车工程, 2011, 33(05): 382-387.
- [85]陆建峰, 刘华军, 唐振民, 等. 基于主动式传感器的道路导航[J]. 计算机工程与应用, 2006(35): 203-205.
- [86]王荣本, 储江伟, 冯炎, 等. 一种视觉导航的实用型 AGV 设计[J]. 机械工程学报, 2002, 38(11): 135-138.
- [87]Hong C, Nanning Z, Xuetao Z, et al. Interactive Road Situation Analysis for Driver Assistance and Safety Warning Systems: Framework and Algorithms[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2007, 8(1): 157-167.
- [88]徐进. 道路几何设计对车辆行驶特性的影响机理研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.
- [89]Peng H. Vehicle Lateral Control for Highway Automation[D]. Berkeley: University of California at Berkeley, 1992.
- [90]Pham H A. Combined Lateral and Longitudinal Control of Vehicles for the Automated Highway System[D]. Berkeley: University of California at Berkeley, 1996.
- [91]余志生. 汽车理论[M]. 第3版. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [92]Lim E M. Lateral and Longitudinal Vehicle Control Coupling in the Automated Highway System[D]. Berkeley: University of California at Berkeley, 1998.
- [93]Porcel A, Laurence P, Basset M, et al. Tyre model for vehicle simulation: overview and real time solution for critical situations[C]. Control Applications, 2001. (CCA '01). Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on. 2001: 817-822.
- [94]Pacejka H B, Besselink I J M. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties[J]. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 1997, 27(1 supp 1): 234 - 249.
- [95]Tai M, Hingwe P, Tomizuka M. Modeling and control of steering system of heavy vehicles for automated highway systems[J]. Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on, 2004, 9(4): 609-618.
- [96]Post J W, Law E H. Modeling, Characterization and Simulation of Automobile Power Steering Systems for the Prediction of On-Center Handling[J]. SAE Paper 960178, 1996.
- [97]周明, 孙树栋. 遗传算法原理及应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 1999.
- [98]雷英杰, 张善文, 李续武, 等. MATLAB 遗传算法工具箱及应用[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2009: 62-207.
- [99]土谷武士, 江上正. 最新自动控制技术-数字预见控制[M]. 北京: 北京科学技术出版社, 1994.

- [100]郭孔辉. 驾驶员—汽车闭环系统操纵运动的预瞄最优曲率模型[J]. 汽车工程, 1984(3): 1-16.
- [101]Hernandez J I, Chen-Yuan K. Steering control of automated vehicles using absolute positioning GPS and magnetic markers[J]. Vehicular Technology, IEEE Transactions on, 2003, 52(1): 150-161.
- [102]Hatipoglu C, Ozguner U, Unyelioglu K A. On optimal design of a lane change controller[C]. Intelligent Vehicles '95 Symposium., Proceedings of the. 1995: 436-441.
- [103]Smith C C, McGehee D Y, Healey A J. The Prediction of Passenger Riding Comfort From Acceleration Data[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1978, 100(1): 34-41.
- [104]施妙根, 顾丽珍. 科学和工程计算基础[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006: 203-227.
- [105]Mathews J H, Fink K D. 数值方法 MATLAB 版[M]. 第四版. 北京: 电子工业出版社, 2010: 353-418.
- [106]刘豹, 唐万生. 现代控制理论[M]. 第 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [107]董景新, 吴秋平. 现代控制理论与方法概论[M]. 北京: 清华大学出版社, 2007: 59-97.
- [108]Ackermann J. Robust Control[M]. 2nd. London: Springer-Verlag London, 2002.
- [109]Rajamani R. Vehicle Dynamics and Control[M]. New York: Springer, 2006: 387-432.
- [110]Konghui G. A Study of Methods for Modeling Closed-Loop Vehicle Directional Control[R]. Michigan: Transportation Research Institute, University of Michigan, , 1982.
- [111]管欣, 高振海, 郭孔辉. 驾驶员稳态预瞄动态校正假说[J]. 汽车工程, 2003, 25(3): 227-231.
- [112]Broggi A, Bertozzi M, Fascioli A, et al. The ARGO Autonomous Vehicle's Vision and Control Systems[J]. International Journal of Intelligent Control and Systems, 1999, 3(4): 409-441.
- [113]Campbell S F. Steering Control of an Autonomous Ground Vehicle with Application to the DARPA Urban Challenge[D]. Massachusetts Massachusetts Institute of Technology, 2007.
- [114]Chen C, Tan H-S. Steering Control of High Speed Vehicles: Dynamic Look Ahead and Yaw Rate Feedback[C]. 37th IEEE Conference on Decision & Control. Tampa, Florida USA: IEEE, 1998: 1025-1030.
- [115]Hingwe P, Tomizuka M. A Variable Look-Ahead Controller for Lateral Guidance of Four Wheeled Vehicles[C]. Proceedings of the American Control Conference. Philadelphia, Pennsylvania: 1998: 31-35.
- [116]Mitschke M, Wallentowitz H. 汽车动力学[M]. 第 4 版. 陈荫三, 余强. 北京: 清华大学出版社, 2009: 5-42.
- [117]Abe M. Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application[M]. Oxford: Elsevier Ltd., 2009:

6-43.

- [118]高为炳. 变结构控制理论基础[M]. 背景: 中国科学技术出版社, 1988: 133-142.
- [119]庄开宇. 变结构控制理论若干稳态研究及其应用[D]. 杭州: 浙江大学, 2002.
- [120]王丰尧. 滑模变结构控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.
- [121]Utkin V. Variable structure systems with sliding modes[J]. Automatic Control, IEEE Transactions on, 1977, 22(2): 212-222.
- [122]Ackermann J, Utkin V. Sliding mode control design based on Ackermann's formula[J]. Automatic Control, IEEE Transactions on, 1998, 43(2): 234-237.
- [123]姚琼荟, 黄继起, 吴汉松. 变结构控制系统[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1997.
- [124]Slotine J J E, Li W P. Applied Nonlinear Control[M]. New Jersey: Prentice Hall, 1991.
- [125]刘金琨. 滑模变结构控制 MATLAB 仿真[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [126]Kanellakopoulos I, Kokotovic P V, Morse A S. Systematic design of adaptive controllers for feedback linearizable systems[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1991, 36(11): 1241-1253.
- [127]胡跃明. 非线性控制系统理论与应用[M]. 第2版. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [128]王莉, 王庆林. Backstepping 设计方法及应用[J]. 自动化博览, 2004(06): 57-61.
- [129]Keviczky T, Falcone P, Borrelli F, et al. Predictive control approach to autonomous vehicle steering[C]. American Control Conference. Minneapolis: IEEE, 2006: 4670-4675.
- [130]Hiraoka T, Nishihara O, Kumamoto H. Automatic path-tracking controller of a four-wheel steering vehicle[J]. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2009, 47(10): 1205-1227.
- [131]余卓平, 高晓杰. 车辆行驶过程中的状态估计问题综述[J]. 机械工程学报, 2009, 45(5): 20-33.
- [132]余卓平, 左建令, 张立军. 路面附着系数估算技术发展现状综述[J]. 汽车工程, 2006, 28(06): 546-549.
- [133]Muller S, Uchanski M, Hedrick K. Estimation of the Maximum Tire-Road Friction Coefficient[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2003, 125(4): 607-617.
- [134]Rill G. First Order Tire Dynamics[C]. European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering. Lisbon: 2006: 1-9.
- [135]Heydinger G, Garrott W, Chrstos J. Importance of Tire Lag on Simulated Vehicle Response[J]. SAE Paper 910235, 1991.
- [136]Jagt P V D, Parsons A W. Road Surface Correction of Tire Test Data[J]. Vehicle System Dynamics,

- 1996, 25(2): 147-165.
- [137]Lu S-B, Li Y-N, Choi S-B, et al. Integrated control on MR vehicle suspension system associated with braking and steering control[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2010, 49(1-2): 361-380.
- [138]付梦印, 邓志红, 闫莉萍. Kalman 滤波理论及其在导航系统中的应用[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [139]周凤歧, 卢晓东. 最优估计理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009: 23-160.
- [140]Welch G, Bishop G. An Introduction to the Kalman Filter[C]. SIGGRAPH. Los Angeles: ACM, 2001: 1-46.
- [141]宗长富, 胡丹, 杨肖, 等. 基于扩展 Kalman 滤波的汽车行驶状态估计[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2009(01): 7-11.
- [142]宗长富, 潘钊, 胡丹, 等. 基于扩展卡尔曼滤波的信息融合技术在车辆状态估计中的应用[J]. *机械工程学报*, 2009(10): 272-277.
- [143]Doumiati M, Victorino A C, Charara A, et al. Onboard Real-Time Estimation of Vehicle Lateral Tire-Road Forces and Sideslip Angle[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2011, 16(4): 601-614.
- [144]Best M C, Newton A P, Tuplin S. The Identifying Extended Kalman Filter: Parametric System Identification of a Vehicle Handling Model[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2007, 221(1): 87-98.
- [145]Wenzel T A, Burnham K J, Blundell M V, et al. Dual extended Kalman filter for vehicle state and parameter estimation[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2006, 44(2): 153-171.
- [146]林棻, 赵又群. 基于双重扩展自适应卡尔曼滤波的汽车状态和参数估计[J]. *中国机械工程*, 2009, 20(06): 750-755.
- [147]Hodgson G, Best M C. A Parameter Identifying a Kalman Filter Observer for Vehicle Handling Dynamics[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2006, 220(8): 1063-1072.
- [148]Zong C, Song P, Hu D. Estimation of vehicle states and tire-road friction using parallel extended Kalman filtering[J]. *Journal of Zhejiang University-Science A(Applied Physics & Engineering)*, 2011, 12(06): 446-452.





## 攻读学位期间发表的论文与科研工作

### 发表的论文

- [1]第一作者. 智能车辆路径跟踪横向控制方法的研究[J]. 汽车工程, 2011, 33(05): 382-387. (Ei: 20112514082322)
- [2]第一作者. Analysis and Design of Automatic Steering Sliding Mode Control[J]. Advanced Materails Research, 2011, 179-180: 762-767. (Ei: 20110713657415)
- [3]第一作者. Model-Based Vehicle Trajectory and Its Properties for Automatic Steering Systems[J]. Lectures Notes in Electrical Engineering, 2011, 99: 845-851. (Ei: 待检)
- [4]第一作者. Optimal Control of the Automatic Steering System[C]. IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES), 2011. Beijing, China: IEEE, 2011: 39-43. (Ei: 20113814347759)
- [5]第一作者. Analysis and Control of Automatic Steering System[C]. International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA), 2010. Changsha, China: IEEE, 2010: 529-534. (Ei: 20102312991556)
- [6]第一作者. Developing a Fully Autonomous Ground Vehicle[J]. IST Transactions of Robotics, Automation & Mechatronics - Theory and Application, 2010, 1(1): 5-9.
- [7]第一作者. 基于同步器的自动机械变速器挂挡过程控制研究[J]. 兵工学报, 2010, 31(05): 534-540. (Ei: 20102813067726)
- [8]第一作者. AMT 可靠性台架试验方法研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(09): 882-886.
- [9]第一作者. AMT 可靠性考核台架试验研究[C]. 中国汽车工程学会越野车技术分会 2008 年学术年会. 西安, 中国: 2008: 216-222.
- [10]第一作者. Backstepping Adaptive Sliding Mode Control for Automatic Steering of Intelligent Vehicles[J]. Advanced Science Letters, 2011. (已录用) (Sci 刊源)
- [11]第一作者. 自动转向滑模变结构控制参数选取方法[J]. 北京理工大学学报(自然科学版), 2011, 31(10): 1174-1178. (Ei: 20114814563197)

## 参与的科研工作

[1]国防科技创新团队资助项目“地面无人机动××平台环境感知与控制关键技术”，  
2009 年 1 月-至今

主要负责无人驾驶车辆技术集成验证平台的搭建，无人驾驶车辆纵横向动力学分析，车体运动控制系统设计与实现等方面的研究工作。

[2]国家自然科学基金重点研究计划“无人驾驶车辆智能行为综合测试环境设计与测评体系研究，编号：90920304”，2009 年 9 月-2010 年 10 月

主要负责项目申请前期工作，参与综合测试环境设计与测评体系研究工作。利用所开发的两个无人驾驶实验平台，对测试环境和测评方法进行实验验证。

[3]奇瑞汽车股份有限公司合作项目，2009 年 10 月-2011 年 3 月

主要负责无人驾驶车辆体系结构研究和实验平台搭建，基于原车 CAN 总线获取车辆行驶状态，开发基于原车电控系统（EPS、ETC 等）的纵横向运动控制系统。

[4]总××部型号项目“某新型轮式××车自动机械变速器 AMT 研制”，2007 年 12 月  
-2009 年 4 月

主要负责 AMT 台架实验的可靠性实验技术研究，通过设计两种可靠性考核台架系统进行了可靠性实验。参与实车热区实验（桂林地区）、平原地区实验（包头地区），验证电控系统适应性。参与 AMT 控制软件测评工作。

[5]作为核心人员参与三届中国“智能车未来挑战”比赛（2009 年、2010 年和 2011 年），  
在 2009 年首届比赛中参赛车辆获得综合成绩第二名和“最佳环境感知奖”，在 2010 年和 2011 年比赛中参赛车辆未参加排名。

## 致谢

本论文的工作是在导师陈慧岩教授和副导师刘海鸥副教授的悉心指导下完成的。感谢他们在学业上的言传身教和在做人上的谆谆教诲，让我受益匪浅。他们渊博的专业知识、丰富的科研经验和细致严谨的科研态度，使我深受启迪和教育。他们的鼓励和支持是我前进的动力，也是我探索和奋斗的源泉。

论文工作的顺利完成，得到了龚建伟副研究员、熊光明老师和姜岩老师的悉心指导和耐心帮助。三位老师渊博的学识、严谨的治学态度、活跃的学术思想对我产生了深远的影响，将令我终身受用。

论文试验工作的顺利进行，得到了苏云生高级技师的大力支持和帮助。苏老师平易近人的品格以及对试验工作细致认真的态度是我学习的榜样。在此，向他表示我诚挚的敬意和谢意。

博士论文的研究工作还得到了孟建民博士、王洪亮博士、满益明博士、张威博士、胡玉文、张浩杰、江燕华、彭建鑫、洪涛、晋孝龙等智能车辆研究所同学的大力支持。感谢他们对我的论文提出的建议和改进意见，在此向他们表示衷心的感谢。同时还要感谢给予我帮助的智能车辆研究所的全体老师、同学们。

在我的求学过程中，我的父母、女朋友和亲人们给予了我一如既往的支持和无微不至的关怀，学习和研究工作的顺利完成是与他们的支持和鼓励密不可分的，在此向他们表示深深的谢意和崇高的敬意。

最后诚挚的感谢在百忙之中对我的论文进行评审并提出宝贵意见的各位专家！

## 作者简介

赵熙俊，男，1984 年出生，吉林延吉人。2003 年进入北京理工大学机械与车辆学院车辆工程专业学习，2007 年获得工学学士学位。2007 年进入北京理工大学机械与车辆学院智能车辆研究所攻读硕士学位，2008 年攻读博士学位（硕博连读），研究方向为智能车辆车体运动动力学与控制。在校期间以第一作者发表学术论文 11 篇，其中 1 篇 Sci 收录，7 篇 Ei 收录，1 篇中文核心，1 篇国际期刊。于 2011 年 12 月申请工学博士学位。