

摘 要

随着国民经济连续多年的快速发展,载货汽车市场迅速发展,而重型载货汽车是载货汽车发展的主要方向。重型载货汽车由于具有运输效率高、运输成本低的特点,逐渐成为公路运输的首选,重型载货汽车的生产与开发成为国内载货汽车生产厂家竞争的焦点。

本文以重型汽车为研究对象,首先介绍了汽车转向系的类型、组成和发展。基于对转向系统结构的技术分析和转向性能的评价进行了阐述,研究了转向系统运动学特性计算分析方法、动力转向器匹配计算方法、悬架转向系统运动协调性计算分析方法等。还介绍了在转向系统的设计过程中动力转向器的选型方法,另外还针对动力转向器匹配及转向系统与悬架系统匹配问题做了进一步的研究,对重型汽车匹配两种动力转向器时车辆的转向盘力和力矩梯度进行了计算,并对两种转向系统、悬架系统匹配方案进行了整车性能的仿真研究。另外还介绍了ADAMS仿真软件的特点和功能,综述了利用ADAMS/Car模块进行动力学仿真分析的理论基础和分析过程。并建立了整体的转向系统模型,对转向系统进行运动学动力学仿真,在此基础上对转向系统进行了初步评价。该课题的研究为重型汽车转向系统的设计开发提供了更加科学的方法,提高了设计质量,有效地缩短了汽车研发周期,降低了开发成本,对提高产品设计和制造质量探索了新的途径。

关键词: 重型汽车 转向系统 动力转向 性能分析

Abstract

With rapid development of the national economy continuously in many years, the truck market develops fast. And the heavy-duty vehicle is the main direction of truck development. The heavy-duty vehicle has many strongpoints, such as high efficiency, low cost, and so on. So it gradually becomes the first choice of transportation. The production and research of the heavy-duty vehicle are competition focal point in domestic corporations.

In this paper, taking heavy-duty vehicle as the research object, first introduced the type, composition and development of the automotive steering-system. Through analyzed the steering-system structure and appraised the steering performance, it has researched computational analysis methods of the steering-system kinematics character, suited computation methods of the power redirectors, computational analysis methods of movement coordination of the suspension system and the steering-system, and so on. It also introduced selecting methods of the power redirectors in the steering-system design. Moreover it also did the further research on the power redirectors matching and coordination problem of the suspension system and the steering-system, calculated steering wheel strength and momental gradient when the heavy-duty vehicle matched two kind of power redirectors, did entire vehicle performance simulation research on two matching schemes of the suspension system and the steering-system. Moreover this paper also introduced the character and function of ADAMS simulation software, summarized the rationale and process of the dynamics simulation analysis by using the ADAMS/Car module. And it established the whole steering-system model, did the kinematics, dynamics simulations on the steering-system, carried on preliminary appraisal in this simulations foundation. This topic research has provided a more scientific method for the design and development of the heavy-duty vehicle steering-system, improved the design quality, effectively shortened the research and development periods, reduced the development cost. It has explored the new way to enhanced the product design and the manufacture quality.

Key words: Heavy-duty Vehicle, Steering-system, Power Steering, Performance Analysis

第 1 章 绪论

1.1 问题的提出

随着国民经济连续多年的高速发展,尤其是国家对基础设施建设投入的逐年加大,使得重型汽车的生产在近年来呈现了爆发式发展。而重型载货汽车由于具有运输效率高、运输成本低的特点,逐渐成为公路运输的首选。2002年重型卡车市场为24.5万辆,中型卡车市场为16.5万辆,重型卡车占整体市场的比例为60%,重型载货汽车的生产与开发成为国内载货汽车生产厂家竞争的焦点。汽车技术的进步和人民生活水平的进一步提高,使载货汽车用户对车辆的性能水平要求越来越高,而越来越大的竞争压力使整车厂家的产品开发周期不断缩短。如何使车辆开发各个环节的设计方案都得到充分的分析与筛选,使其性能得到有效控制,以保障在限定的周期内开发出性能优越的汽车产品,已成为重型载货汽车产品研发部门所关注的重要课题。

由于汽车保有量的增加和社会生活汽车化而造成交通错综复杂,使转向盘的操作频率增大,这就要求减轻驾驶疲劳。在汽车向轻便灵活、容易驾驶的方向发展的同时,对动力转向系统的需求也提到日程上来。要求其成本低,性能方面能适应车速变化,实现变特性的动力转向器,并且可以与不同类型的重型汽车相适应、相匹配。

重型载货汽车和其它车辆相比具有一些显著的特点,为保障重型载货汽车良好的转向性能,必须对这些特点及由此引发的问题进行专门的研究。按照 GB 1589-2004“道路车辆外廓尺寸、轴荷及质量限值”的要求,每侧单轮胎的车轴轴荷限值为 7 吨,6×4 载货车的设计轴荷之和可达 30 吨,车长可达 12m,铰接式列车的车长可至 16.5m。同时,GB 7258-2004“机动车运行安全技术条件”要求车辆必须能够通过外径 25m 内径 10.6m 的通道。另外,载货汽车公路运输的高速化发展趋势也已是不争的事实,尤其国家于 2004 年 5 月开始的治理公路运输车辆超限超载专项工作的开展,使以提高行驶速度来带动运输效率的提高成为载货汽车设计的重要目标。高的运输速度对车辆的操纵性与稳定性提出了更高的要求。

为在法规允许的情况下尽可能提高车辆的运输能力,重型车的设计轴荷及外廓尺寸基本接近法规的限值。对于转向轴,7 吨的轴荷使动力转向器成为必选的配置,如何合理匹配动力转向器,提高车辆的转向能力并保持操纵路感值得进行进一步的研究。国家标准对车辆转弯能力的要求,给转向系统的设计提出了新的

课题。对于长轴距的汽车,必须通过增加转向轮转角才能提高其转弯能力。对于载货车惯常采用的转向系统结构,大的转角设计很容易造成转向轮与周边部件干涉及转向机构卡死、左右转向不对称等后果。因此,必须建立转向系统设计计算的辅助分析方法,提高转向系统设计的能力和水平。

转向系统性能和整车及其它总成、系统的性能息息相关,在系统设计的每一个环节都需要考虑整车及其它总成的性能。首先,转向系统必须能够实现整车所要求的车轮转角,这为转向机构的设计及动力转向器匹配提出了基本要求。其次,转向机构和悬架系统必须有协调的运动学关系,这就对转向机构设计提出了附加的要求。这两项要求基本可以在系统设计层面进行分析解决,而和转向系统相关的行驶稳定性及行驶路感则必须在整车层面进行计算分析。

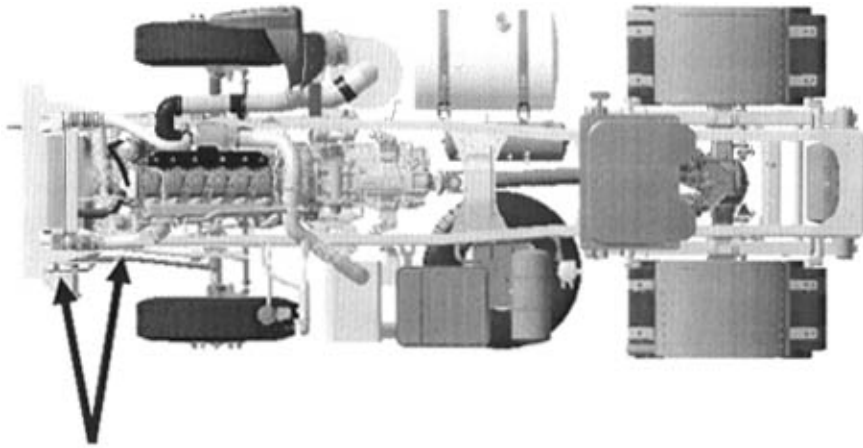
综上所述,随着我国重型载货汽车的发展,新的问题及要求不断涌现,在车辆设计与开发领域尚存在很多的问题需要研究和解决,如何使基础研究与产品设计实践紧密结合,将研究成果最大限度地应用于产品开发过程,不断提高重型载货汽车的性能水平是摆在汽车产品研究与开发人员面前的重要课题。

1.2 汽车转向系的类型和组成

汽车在行驶过程中,需按驾驶员的意志经常改变其行驶方向,即所谓汽车转向。就轮式汽车而言,实现汽车转向的方法是,驾驶员通过一套专设的机构,使汽车转向桥(一般是前桥)上的车轮(转向轮)相对于汽车纵轴线偏转一定角度。在汽车直线行驶时,往往转向轮也会受到路面侧向干扰力的作用,自动偏转而改变行驶方向。此时,驾驶员也可以利用这套机构使转向轮向相反的方向偏转,从而使汽车恢复原来的行驶方向。这一套用来改变或恢复汽车行驶方向的专设机构,即称为汽车转向系,如图 1-1 是某重型汽车的转向系统。因此,汽车转向系的功用是,保证汽车能按驾驶员的意志而进行转向行驶。

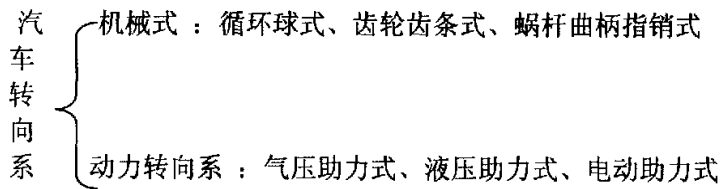
汽车转向系可按转向能源的不同分为机械转向系和动力转向系两大类。机械式转向器由转向器、转向操纵机构和转向传动机构三大部分组成。按照转向器的不同形式可分为循环球式、齿轮齿条式、蜗杆曲柄指销式等转向器。不同的转向器有着不同的特点应用于不同的汽车上。其中小轿车上常用的是齿轮齿条式的转向器。在本文的后面分析中,就是以这种转向器来做分析的。动力式按照加力装置的不同可以分为液压助力式、气压助力式和电动助力式三种。气压助力式主要应用于一部分其前轴最大轴载质量为 3—7t 并采用气压制动系的货车和客车上。由于气压系统的工作压力较低(一般不高于 0.7MPa),使得其部件的尺寸比较庞大;同时压缩空气工作时的噪声和滞后性使得这种助力方式的转向器只配置在极少一部分车辆上。相比之下,液压助力式的转向器成了当今汽车助力转向器的主

流。液压助力转向器按照动力源还可分为机械油泵液压助力转向器和电动油泵助力转向器两种形式。本文研究的是第二种助力形式——电动油泵助力转向器。



转向系统

图 1-1 汽车的转向系统



1.2.1 机械转向系

机械转向系以驾驶员的体力作为转向能源，其中所有传力件都是机械的。机械转向系由转向操纵机构、转向器和转向传动机构三大部分组成。

图 1-2 所示为机械转向系的组成和布置示意图。当汽车转向时，驾驶员对转向盘 1 施加一个转向力矩。该力矩通过转向轴 2、转向万向节 3 和转向传动轴 4 输入转向器 5。经转向器放大后的力矩和减速后的运动传到转向摇臂 6，再经过转向直拉杆 7 传给固定于左转向节 9 上的转向节臂 8，使左转向节和它所支承的左转向轮偏转。为使右转向节 13 及其支承的右转向轮随之偏转相应角度，还设置 7 转向梯形。转向梯形由固定在左、右转向节上的梯形臂 10、12 和两端与梯形臂作球铰链连接的转向横拉杆 11 组成。

从转向盘到转向传动轴这一系列部件和零件，均属于转向操纵机构。由转向摇臂至转向梯形这一系列部件和零件(不含转向节)，均属于转向传动机构。

目前，许多国内外生产的新车型在转向操纵机构中采用了万向传动装置(转

向万向节和转向传动轴)。这有助于转向盘和转向器等部件和组件的通用化和系列化。只要适当改变转向万向传动装置的几何参数,便可满足各种变型车的总布置要求。即使在转向盘与转向器同轴线的情况下,其间也可采用万向传动装置,以补偿由于部件在车上的安装误差和安装基体(驾驶室、车架)的变形所造成的二者轴线实际上的不重合。

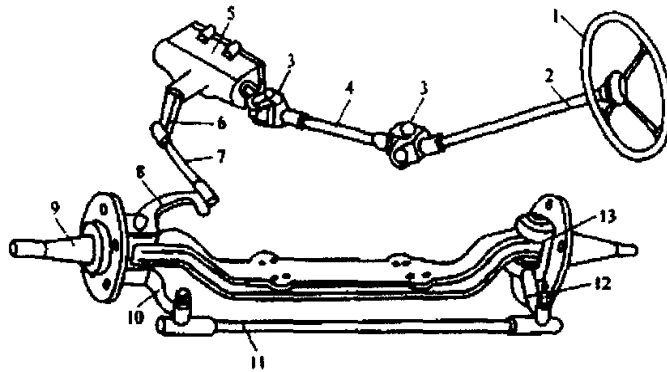


图 1-2 机械转向系示意图

- 1-转向盘; 2-转向轴; 3-转向万向节; 4-转向传动轴; 5-转向器;
6-转向摇臂; 7-转向直拉杆; 8-转向节臂; 9-左转向节;
10、12-梯形臂; 11-转向横拉杆; 13-右转向节

转向盘在驾驶室安放的位置与各国交通法规规定车辆靠道路左侧还是右侧通行有关。包括我国在内的大多数国家规定车辆右侧通行,相应地应将转向盘安置在驾驶室左侧。这样,驾驶员的左方视野较广阔,有利于两车安全交会。相反,在一些规定车辆靠左侧通行的国家和地区使用的汽车上,转向盘则应安置在驾驶室右侧。

1.2.2 动力转向系

动力转向系是兼用驾驶员体力和发动机动力为转向能源的转向系。在正常情况下,汽车转向所需的能量,只有一小部分由驾驶员提供,而大部分是由发动机通过动力转向装置提供的。但在动力转向装置失效时,一般还应当能由驾驶员独立承担汽车转向任务。因此,动力转向系是在机械转向系的基础上加设一套动力转向装置而形成的。

对最大总质量在 50t 以上的重型汽车而言,一旦动力转向装置失效,驾驶员通过机械传动系加于转向节的力远不足以使转向轮偏转而实现转向。故这种汽车的动力转向装置应当特别可靠。

图 1-3 为一种液压动力转向系的组成和液压动力转向装置的管路布置示意图。其中属于动力转向装置的部件是:转向油罐、转向油泵、转向控制阀和转向

动力缸。当驾驶员逆时针转动转向盘(左转向)时,转向摇臂带动转向直拉杆前移。直拉杆的拉力作用于转向节臂,并依次传到梯形臂和转向横拉杆,使之右移。与此同时,转向直拉杆还带动转向控制阀中的滑阀,使转向动力缸的右腔接通液面压力为零的转向油罐。转向油泵的高压油进入转向动力缸的左腔,于是转向动力缸的活塞上受到向右的液压作用力便经推杆施加在转向横拉杆上,也使之右移。这样,驾驶员施于转向盘上很小的转向力矩,便可克服地面作用于转向轮上的转向阻力矩。

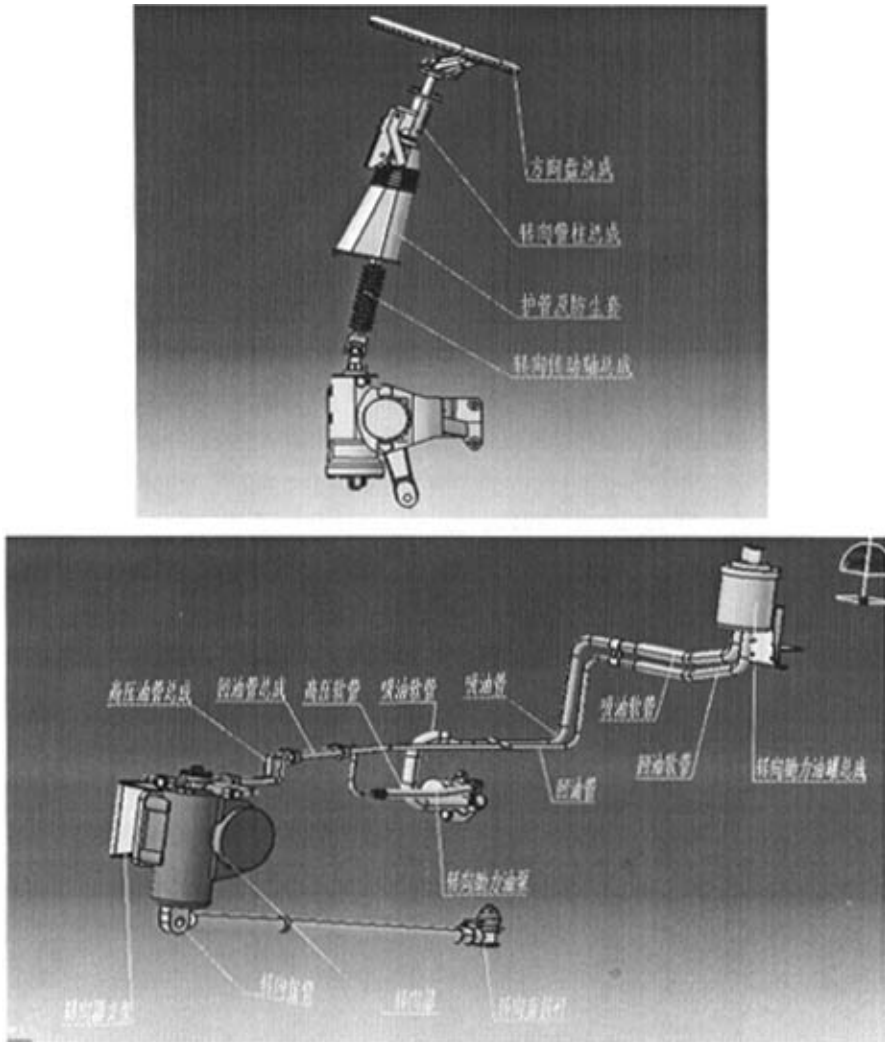


图 1-3 动力转向系示意图

1.3 动力转向技术的发展

汽车转向一直存在着“轻”与“灵”的矛盾。尽管，人们采用了变速比转向器等手段，但始终不能从根本上解决这一矛盾。在20世纪50年代初出现了液压力转向技术，比较好地缓解了“轻”与“灵”的矛盾，符合人们对转向轻便性更高的要求，在保证其他性能的条件下，能大大降低转向盘上的手力，特别是原地转向时转向盘上的手力。

1.3.1 传统液压动力转向

液压动力转向首先是在重型车辆上得到发展的，随着当时汽车装载质量和整备质量的增加，在转向过程中所需克服的前轮转向阻力矩也随之增加，从而要求加大作用在转向盘上的转向力，使驾驶员感到“转向沉重”。当前轴负荷增加到某一数值后，靠人力转动转向轮就很吃力。为使驾驶员操纵轻便和提高车辆的机动性，最有效的方法就是在汽车转向系中加装转向助力装置，借助于汽车发动机的动力驱动油泵、空气压缩机和发电机等，以液力、气力或电力增大驾驶员操纵前轮转向的力矩。使驾驶员可以轻便灵活地操纵汽车转向，减轻了劳动强度，提高了行驶安全性。液压动力转向系统除了传统的机械转向器以外，尚需增加控制阀、动力缸、油泵、油罐和管路等。轿车对动力转向的要求与重型车辆不完全相同。比如重型车辆对动力转向系统噪声的要求较低，轿车则对噪声要求很高，轿车还要求装用的转向器系统结构要更简单、尺寸更小、成本更低等。但是重型车辆动力转向技术的发展无疑为轿车动力转向技术奠定了基础。

开始阶段液压动力转向的控制阀采用滑阀式，即控制阀中的阀以轴向移动来控制油路。滑阀式控制阀结构简单，生产工艺性好，操纵方便，宜于布置，使用性能较好。但是滑阀灵敏度不够高，后来逐渐被转阀代替。

20世纪50年代末沙基诺发明了转阀式液压动力转向，即控制阀中的阀芯以旋转运动来控制油路。与滑阀相比，转阀的灵敏度高、密封件少、结构比较先进。虽然由于转阀利用扭杆弹簧来使阀回位，结构较复杂，特别是对扭杆的材质和热处理工艺要求较高。但是其性能相对于滑阀有很大改进，达到令人满意的程度，并且在齿轮齿条式转向器中布置转阀比较容易，目前在轿车及大部分重型汽车上的液压动力转向采用的均是转阀式控制阀。

在重型汽车上装备液压动力转向系统有如下优点：

(1) 减小驾驶员的疲劳强度。动力转向可以减小作用在转向盘上的力，提高转向轻便性。

(2) 提高转向灵敏度。可以比较自由地根据操纵稳定性要求选择转向器传动比,不会受到转向力的制约。允许转向车轮承受更大的负荷,不会引起转向沉重问题。

(3) 衰减道路冲击,提高行驶安全性。液压系统的阻尼作用可以衰减道路不平度对转向盘的冲击;另一方面,当汽车高速行驶时,如果发生爆胎,将导致汽车转向盘难以把握,应用动力转向可以使驾驶员较容易把握转向盘。

同时液压动力转向系统也有不足:

(1) 选定参数完成设计之后,助力特性就确定了,不能再进行调节与控制。因此协调轻便性与路感的关系困难。低速转向力小时,高速行驶时转向力往往过轻、“路感”差,甚至感觉汽车发“飘”,从而影响操纵稳定性;而按高速性能要求设计转向系统时,低速时转向力往往过大。

(2) 即使在不转向时,油泵也一直运转,增加了能量消耗。

(3) 存在渗油与维护问题,提高了保修成本,泄漏的液压油会对环境造成污染。

(4) 低温工作性能较差。

随着人们对汽车经济性、环保、安全性的日益重视以及重型汽车技术的发展,人们开始对液压动力转向存在的不足进行改进,开发出一些新型液压动力转向技术。这种技术上的改进主要围绕第(1)、(2)点不足。对第(1)点不足的主要改进措施是将车速引入动力转向系统,得到车速感应型助力特性,发展了两种车速感应型液压动力转向系统。一种是机械式,通过与调速器及变速器相连的泵来控制油压阀,现在已经很少采用;另一种是电子控制式,通过传感器由ECU控制阀操作,现在用得比较多。对第(2)点不足,主要通过开发节能泵、提高系统的效率以及电控液压动力转向系统来加以改进。

1.3.2 电控液压动力转向

为了克服液压动力转向系统的不足,人们在液压动力转向系统中增加电子控制和执行元件,将车速(也有采用车速和转向盘转速)引入到系统中,实现车速感应型助力特性液压动力转向。这类系统称为电控液压动力转向系统。现代电控液压动力转向系统主要通过车速传感器将车速传递给电子元件,或微型计算机系统,控制电液转换装置改变动力转向的助力特性,使驾驶员的转向手力根据车速和行驶条件变化而改变,即在低速行驶或转急弯时能以很小的转向手力进行操作,在高速行驶时能以稍重的转向手力进行稳定操作,使操纵性和稳定性达到最合适的平衡状态。

电控液压动力转向系统的种类很多(如表1-1所示),但是其原理基本上都是

通过在油泵或转向器上加装电子执行机构或辅助装置, 根据车速(也有采用车速和转向盘转速)控制液压系统的流量或压力。

表1-1 电控液压力转向系统种类

序号	名称	控制对象
1	流量控制式	向动力转向供给的流量
2	动力缸分流控制式	动力缸有效工作压力
3	油压反馈控制式	作用于油压反馈机构的压力
4	阀特性控制式	动力转向中控制阀的压力

下面分别对几种典型的电控液压力转向作以简单介绍:

(1) 辅助泵式电控液压力转向

在原有动力转向基础上加装一个辅助油泵, 如图1-4, ECU根据车速、转向盘转角等信号通过控制步进电机来控制辅助油泵的流量。

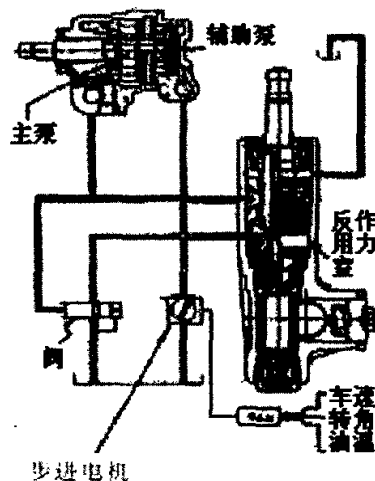


图1-4 电控液压力转向(辅助泵式)系统原理图

(2) 压力反馈式电控液压力转向

压力反馈式电控液压力转向是采用改变控制阀反作用腔反馈压力的办法改变转向手力的, 如图1-5所示。这种结构主要是在动力转向器控制阀旁边增加一个电液转换器。在车速信号控制下, 车速越高使通往控制阀反作用腔的反馈压力越高, 增加了打开控制阀的阻力, 转向手力也随着增加; 反之转向手力减小。该结构必须增加一个电液转换阀和一个反作用力阀才能实现。

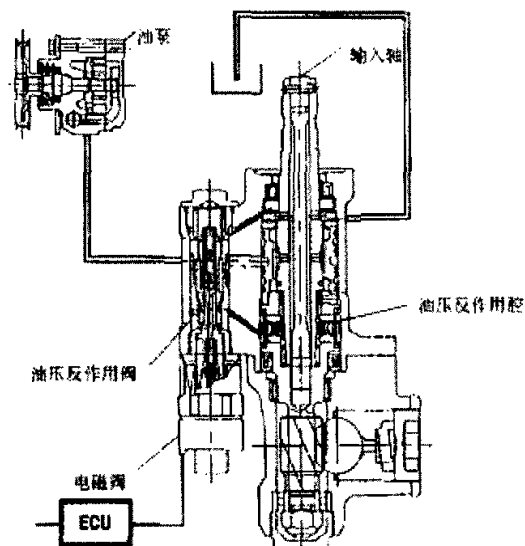


图1-5 电控液压力转向(压力反馈式)系统原理图

(3) 电动油泵式电控液压力转向

电动油泵式电控液压力转向为目前使用较多的电控液压力转向，如图1-6所示。该系统采用直流电动机代替发动机驱动油泵，电动机由蓄电池供电。控制器根据车速信号、转向盘转速信号控制电动机转速，从而控制油泵的流量，达到变助力转向的目的。采用电动机驱动油泵后使油泵布置容易，不必布置在发动机附近。在没有转向操作时，电动机以较低转速运转甚至停止运转，因而可以降低能量消耗。

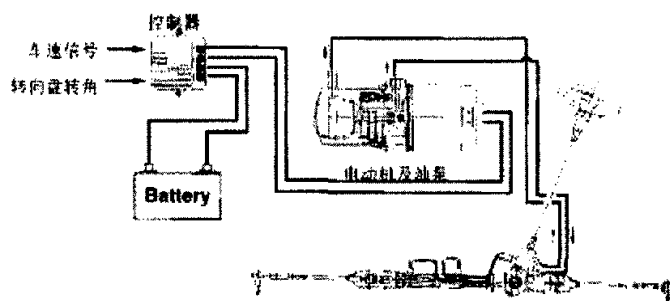


图1-6 电控液压力转向系统原理图

电控液压力转向有如下优点：

(1) 电控液压力转向是在原液压式动力转向系统上发展起来的，原来的系

统都可利用，不需要更改布置。

(2) 低速时转向效果不变，高速时可以自动根据车速逐步减小助力，增大路感，提高车辆行驶稳定性。

(3) 采用电动机驱动油泵可以节省能量。

(4) 具有失效保护系统，电子元件失灵后仍可依靠原液压动力转向系统安全工作。

电控液压式动力转向系统在传统的液压动力转向系统的基础上有了一定的改进，但液压装置的存在，使得该系统仍有难以克服的缺点，如：还存在渗油问题；零件增加，管路复杂，不便于安装维修及检测等。另外虽然引入车速，实现车速感应型变助力特性，但是在原有液压系统的基础上又增加了电子系统，使系统更加复杂，成本增加。

1.4 本文的主要研究内容及意义

本文以重型载货汽车为研究对象，首先介绍了汽车转向系的类型、组成和发展。通过对转向系统结构的技术分析和转向性能的评价进行了阐述，研究了转向系统运动学特性计算分析方法、动力转向器匹配计算方法、悬架转向系统运动协调性计算分析方法等。还介绍了在转向系统的设计过程中动力转向器的选型方法，另外针对动力转向器匹配及转向系统与悬架系统匹配问题做了进一步的研究，并建立整体的转向系统模型，进行了运动学动力学仿真分析和评价。

本文所介绍的计算分析方法对于车辆开发阶段转向系统的设计与优化有重要意义，为重型汽车转向系的设计方法提供了设计参考。可以大幅度缩短产品开发周期，大量减少产品开发费用和成本，明显提高了产品质量，也提高了产品的系统性能，获得最优化和创新的设计产品。该课题的研究为重型汽车转向系统的设计开发提供了更加科学的方法，提高了设计质量，此课题研究也将为提高我国汽车工业产品自主开发能力做出贡献。

论文的内容按以下顺序编排：

(1) 论文第2章针对重型汽车的转向性能以及转向性能的各个方面评价进行了阐述。特别对动力转向的助力特性评价进行了分析，分别叙述了助力特性的概念、电控液压动力转向的助力特性及其特性比较、对助力特性的基本要求和助力特性的评价等。

(2) 论文第3章着重对于动力转向系统进行了分析研究。转向系统性能与整车性能有密切关联，转向系统设计是不仅要考虑单纯的转向功能，还需考虑与其它子系统性能的协调性。本章中，首先针对载货汽车转向系统的结构建立转向运动学计算模型并对两个方案的计算结果进行分析和比较；其次，研究了动力转向

器匹配中原地转向性能计算涉及的转向阻力、动力转向器性能等内容，并对两种转向机构设计方案匹配不同效率动力转向器的计算结果进行了比较与分析，阐明了动力转向器匹配应注意的问题。之后建立了转向系统与悬架系统运动协调性计算模型，并对不同转向机构与钢板弹簧悬架的匹配方案，进行不同使用工况下转向系统与悬架系统运动协调性的计算与分析。

(3) 论文第 4 章介绍了在转向系统的设计过程中动力转向器的选型方法，另外还利用第 3 章中对转向系统研究的结果，分析转向系统的设计参数对汽车整车性能的影响，主要包括：考虑转向路感的动力转向器匹配分析；转向系统与悬架系统运动协调性对整车性能的影响。

(4) 论文第 5 章介绍了 ADAMS 仿真软件的特点和功能，综述了利用 ADAMS/Car 模块进行动力学仿真分析的理论基础和分析过程。对转向系统进行运动学动力学仿真，并对转向系统进行了初步评价。同时对全文的工作进行了总结，并得出结论。

第2章 汽车转向系统的评价

我国国家标准 GB/T6323.4-1994 和 GB/T6323.5-1994 对汽车转向回正性和转向轻便性分别进行了规范。这两项试验可以用来评价装备动力转向汽车的转向回正性和转向轻便性。为了评价装备动力转向汽车在高速行驶时转向盘中间位置附近区域的操纵稳定性,应进行转向盘中间位置附近区域操纵稳定性试验。此外针对动力转向总成本身,还需要进行转向盘振动试验、能量消耗试验和可靠性试验等。

2.1 汽车的转向性能

汽车作为一种由人操纵的高速运动的交通工具,其安全性和操纵稳定性是非常重要的。操纵稳定性是其安全性的一部分。通常认为汽车的操纵稳定性包含互相联系的两个部分,一是操纵性,一是稳定性。操纵性是指汽车能够确切的响应驾驶员转向指令的能力。稳定性是指汽车受到外界扰动(路面扰动或者突然的阵风扰动)回到原来的运动状态的能力。二者很难断然分开,稳定性的好坏直接影响操纵性的好坏,因此通常称为操纵稳定性。汽车的操纵稳定性其实就是指在驾驶员不感到过分紧张、疲劳的条件下,汽车能遵循驾驶员通过转向系及转向轮胎给定的方向行驶,且当遭遇外界干扰时,汽车能抵抗干扰而保持稳定行驶的能力。汽车的操纵稳定性不仅影响到汽车驾驶的操纵方便程度,而且也是决定高速汽车安全行驶的一个主要性能,被称之为“高速车辆的生命线”。

汽车转向系统实际上是个多层的反馈系统。这种反馈体现在两个方面。一方面是指轮胎的侧偏现象、转向悬架系统的弹性、侧倾转向效应、车轮倾斜效应和高速运动时的空气动力效应都可以造成车辆转向运动的反馈作用。这些影响因素可以是正反馈也可以是负反馈,取决于具体的结构和使用情况。另一方面,汽车是由驾驶员操纵的“人—车”系统。驾驶员观测汽车的运动轨迹并和他心中的理想轨迹相比较从而调整方向盘上的输入改变车辆的运动轨迹,这也是一个反馈环节,见图 2-1。在本论文中只考虑第一种反馈作用对动力转向性能的影响。转向阻力含有前轮侧向力信息,使汽车的运动状态(包括车轮与路面的附着状态)与驾驶员手力有对应关系,这就是所谓的“路感”。汽车转向过程中的转向轻便性与路感是相互矛盾的。满足转向轻便则要求转向系能提供大的助力,而助力增加后,路感就变差了。转向轻便性是针对汽车低速行驶(如原地转向、泊位)时提出的要求,而路感是针对汽车高速行驶时提出的要求。汽车在高速行驶时,应能把车轮与路面的接触状态以反力和位移形式,通过转向系传至转向盘,使驾驶员感到此

种力和位移的反馈及其差别。如果路感很清晰，驾驶员就会心中有数，有利于提高行驶安全性。驾驶员在驾驶时，只有及时方便、准确的掌握汽车的行驶状况，才能有把握正确地操纵汽车。因此，良好的路感是优良的操纵稳定性不可缺少的部分。

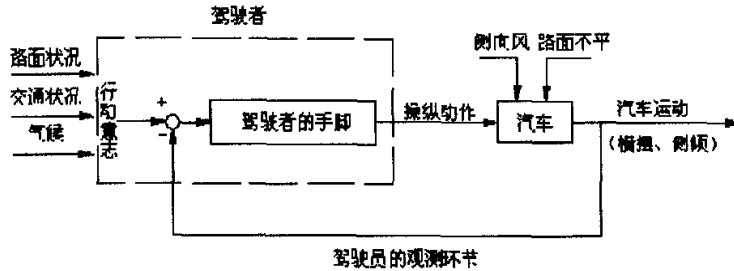


图2-1 人一车系统简图

什么是理想的路感，目前尚无定论，对不同的人有不同的理解。不同的汽车类型、不同的行驶环境、不同的驾驶风格等，都需要不同的路感。例如，一辆经常以中等车速行驶在城镇的大型车辆，应该提供较大的助力。当汽车在高速公路上直线行驶、或在盘旋公路上行驶时，需要驾驶员对其精确地操纵，此时驾驶员需要通过转向盘得到更多的汽车响应信息，使驾驶员能精确地控制汽车转向。对于经常在城市中低速行驶的车辆来说，对路感的要求并不突出，而是要求转向尽量轻便灵敏。而对于经常在高速公路上高速直线行驶的车辆而言，从安全性的角度出发，应该在小转角的中心直线行驶区域具有足够的路感。

汽车的操纵稳定性和汽车的结构及助力装置的控制策略有关。在后面的分析中我们可以看到，汽车的轮胎特性、汽车前轮定位参数、悬架特性、汽车质心位置、转向系统的结构以及动力转向装置的结构、控制策略等都对汽车的操纵稳定性有一定的影响。

汽车是由人来驾驶的，因此对汽车操纵稳定性的评价方式有主观评价和客观评价两种方法，但前者是最终评价方法。影响汽车主观评价的因素分为两大类：一是闭环系统的控制效果，即汽车实际轨迹与目标值(理想轨迹)偏差的大小来表示，这通常可以用客观评价方法通过试验来确定；另一类是指驾驶员的作业负担。后者通常分为精神作业负担和体力作业负担。精神作业负担是指相对于控制对象的动特性，操作者本人的动特性要进行调节，以求达到闭环系统的稳态和瞬态特性良好。精神作业负担就是为此进行的补偿动作而造成的，它正比于驾驶员有必要处理的信息量，受驾驶气氛、松弛感、危机感等精神方面的影响。体力负担是驾驶员操纵控制装置时肉体所承担的负荷，具体的说可以考虑控制装置的幅值、操纵速度或角速度、操纵力或力矩及操纵频率等确定。

2.2 转向性能的评价

2.2.1 转向轻便性评价

2.2.1.1 转向轻便性评价指标

提高重型汽车转向轻便性是动力转向的首要目标,测量转向轻便性可通过整车道路试验和台架试验进行。对于整车道路试验,一般有原地转向试验和双纽线试验两种,其中我国国家标准GB/T6323.5-1994对双纽线试验进行了规范。对台架试验,一般进行模拟原地转向试验。

同时我国汽车行业标准QC/T480-2000中,采用转向盘平均作用力 $F_s(N)$ 和转向盘最大作用力 $F_m(N)$ 两项指标来评价装备有动力转向的汽车转向轻便性。为评价动力转向的作用效能,增加作用效能指标。效能指标表示为 $S=F/F'$,其中 F 和 F' 分别为有助力和无助力时,为转动转向轮而施加在转向盘上的平均作用力。现有液压力转向的效能指标 $S=1\sim 15$ 。

2.2.1.2 转向轻便性试验

1) 原地试验

汽车原地静止,转动方向盘从中间位置至一侧极限,然后回转方向盘至另一侧极限,最后将方向盘回正至中间位置。

2) 双纽线试验

试验时汽车按照画在场地上的双纽线,参看图2-2,以10km/h的车速行驶。双纽线轨迹的极坐标方程为 $L=d\sqrt{\cos 2\varphi}$,在 $f=0$ 时,双纽线顶点处的曲率半径最小,其数值为 $R_{\min}=d/3$ 。双纽线的最小曲率半径应按照试验汽车的最小转弯半径乘以1.1倍,并圆整到比此乘积大的一个整数来确定。

试验中记录转向盘转角及转向盘转矩,并按双纽线路径每一周整理出转向盘转矩—转向盘转角曲线。通常以转向盘最大转矩、转向盘最大作用力及转向盘作用功来评价转向轻便性。

转向轻便性评价参数:

(1) 方向盘最大作用转矩 $M_{\max}$;

(2) 方向盘最大作用力 $F_{\max}$;

$$F_{\max} = 2M_{\max} / D \quad \text{式中 } D\text{—方向盘直径}$$

(3) 绕双纽线路径一周,方向盘作用功 W ;

$$W = \int_{-\theta_{\max}}^{\theta_{\max}} |\Delta M(\theta)| d\theta$$

式中 $\Delta M(\theta)$ —绕双纽线路径一周，方向盘往返转矩差随方向盘转角的变化，
 $\pm\theta_{\max}$ —绕双纽线路径一周，方向盘向左、向右的最大转角

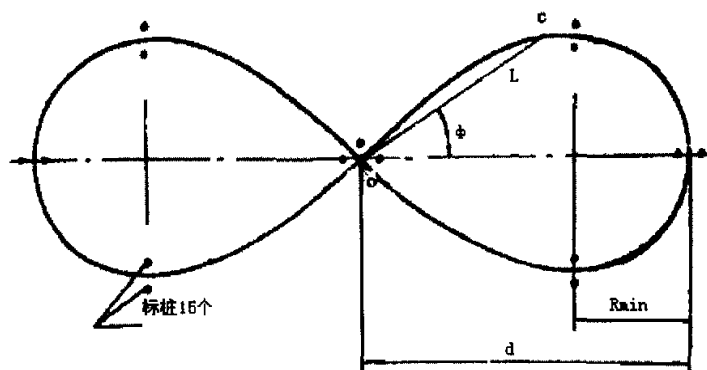


图 2-2 双纽线试验示意图

(4) 方向盘平均作用转矩 M_s ;

$$M_s = \frac{0.5W}{|+\theta_{\max}| + |-\theta_{\max}|}$$

(5) 方向盘平均作用力 F_s ;

$$F_s = 2M_s/D$$

2.2.2 转向回正性评价

转向后转向盘能自动回正，使汽车保持在稳定的直线行驶状态，是汽车对动力转向的要求之一。转向机构中的摩擦力矩会降低转向盘的回正特性，常使驾驶员感到不适。在装有动力转向的汽车上采用合理的助力控制策略能有效提高转向盘回正特性及获得更好的转向盘中间位置区域的路感。汽车转向回正性可通过整车道路试验或台架试验测得。对整车道路试验，可参照GB/T6232.4-94汽车操纵稳定性试验方法中的转向回正性试验进行，其评价指标依据我国汽车行业标准QC/T480-2000汽车操纵稳定性指标极限值与评价方法，采用松开转向盘3s时的残余横摆角速度绝对值 $\Delta r(^{\circ}/s)$ 和横摆角速度总方差 $Er(s)$ 两项指标进行评价。台架试验，可参照我国汽车行业标准QC/T529-2000进行，试验过程中在转向器输出端施加最大输出力(力矩)的8%，采用转向盘从两个极限位置回到中间位置所需时间来评价。

2.2.3 转向盘中间位置操纵稳定性评价

汽车在高速公路上的高速行驶无疑是一种重要的行驶工况,它具有以力输入为主和转向盘(反作用)力为重要信息源的特点。其主要作用是用来反映移线操作时的感觉和为精确跟随道路进行必要的转向调整时的感觉。美国 Delphi 公司和通用公司针对中间位置操纵稳定性试验提出了一系列评价指标,用它们来评价、鉴定汽车高速行驶的操纵稳定性。

2.2.3.1 试验方法

试验时,汽车以 100km/h 的速度作正弦曲线的蛇行行驶,正弦运动的周期为 5s,最大侧向加速度为 0.2g。试验在无风、水平路面上进行。被试验汽车上转向盘转角、转向盘转矩。车速与横摆角速度等传感器。根据横摆角速度与车速的乘积,可以求得汽车侧向加速度的数值。

2.2.3.2 转向盘力输入方面的评价指标

图 2-8 为转向盘转矩—侧向加速度曲线,由图 2-3 中可得到力输入方面的 5 个评价指标。

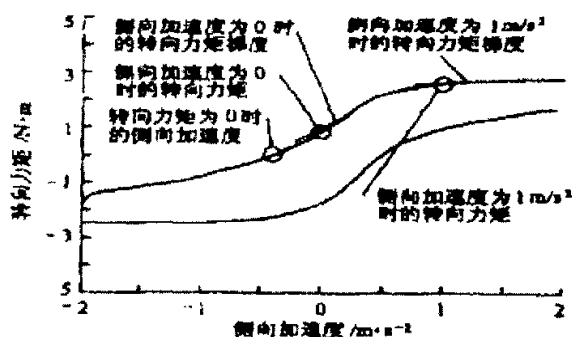


图 2-3 转向盘转矩—侧向加速度曲线

(1) 转向盘转矩为 0 时的汽车侧向加速度

转向盘转矩为 0 时的汽车侧向加速度表征了汽车的回正性能。设想汽车在移线运动中转向盘最后要回到直线行驶之前,若松开方向盘,转向盘并不能回到直线行驶位置而是卡在某处。显然此时汽车转向盘转矩为 0,但汽车仍在作大半径的曲线运动,汽车有一定的侧向加速度,此加速度越小表明汽车的回正性能越好。

(2) 侧向加速度 0g 处的转向盘转矩

0g 处的转向盘转矩,它表征了转向系中的库仑干摩擦。

(3) 侧向加速度 0g 处的转向盘转矩剃度

它是 0g 处转向盘转矩随汽车侧向加速度的变化率,表征了“路感”。它主要

受主销几何参数与转向系总传动比的影响。

(4) 侧向加速度 0.1g 处的转向盘转矩

侧向加速度 0.1g 处的转向盘转矩，它代表了刚离开直线行驶时的转向能力的程度。

(5) 侧向加速度 0.1g 处的转向盘转矩剃度

它是侧向加速度 0.1g 处转向盘转矩随汽车侧向加速度的变化率表征了刚离开直线行驶状况时的“路感”。

2.2.4 转向盘振动评价

路面不平度和助力机构力矩波动会引起转向盘振动，使驾驶员感到紧张和疲劳。路面不平度引起的振动通常是高频振动，而电动助力机构引起的转向盘振动一般在低转向盘转速和低频时发生。为此可将转向盘振动试验分两种情况进行一种是在不平路面上(如鹅卵石路面)进行整车道路试验，包括直线行驶工况和常用转向行驶工况，测试转向盘力矩和角加速度。另一种是进行原地转向或台架试验，测量转向盘力矩和角加速度。转向盘振动可以用转向盘力矩峰值、转向盘力矩均方根值和转向盘角加速度均方根三项指标来评价。

2.2.5 随动灵敏度评价

随动灵敏度可以用开始助力时作用到转向盘上的手力和转角来评价。对液压动力转向，要求此力为 20~50N，转角为 10° ~ 15° 。

2.3 动力转向的助力特性评价

2.3.1 助力特性的概念

助力特性是指助力随汽车运动状况和受力状况(车速和转向盘手力)变化而变化的规律。对液压动力转向，助力与液压油压力成正比，故一般用液压油压力与转向盘力矩(及车速)的变化关系曲线来表示助力特性。

理想的助力特性应能充分协调好转向轻便性与路感的关系，并提供给驾驶员与手动转向尽可能一致的、可控的转向特性。在满足转向轻便性的条件下，如果路感强度在整个助力特性区域内不变，则驾驶员就能容易地判定汽车行驶状况的变化，预测出所需要的转向操纵力矩的大小。直线型助力特性难以协调好转向轻便性与路感的关系。折线型助力特性是缓和这一矛盾的理想方法。图 2-4 是一种

折线型助力特性，该特性曲线可以分为直线行驶区 I、强路感区 II 和轻便转向区 III。直线行驶区对应无转向或转向角非常小的中心区域；轻便转向区是转向盘力矩较大区域，此时要求助力大；强路感区介于二者之间。对应于这种助力特性的路感强度变化是阶跃式的。如图 2-4 所示，在 3 个不同的区域内分别保持常数，其大小是随着转向力的变大而阶跃减小。直线行驶区，路感强度为最大值，在轻便转向区最小，这样的路感对于动力转向而言是比较理想的。但是液压动力转向很难实现上述理想助力特性。这是因为流体的固有特性，阀部件的制造误差以及部件间的间隙等，使得特性曲线只能是连续变化的。与此相应，路感强度也是连续变化的。在离开小转向角的中心区域后，路感强度的变化是连续递减的，而且变化很剧烈，这不利于驾驶员做出准确的推测和判断。而电动助力转向的助力特性由软件设置，是电动助力转向的控制目标，可以设计成任意曲线形状，并可方便地进行调节。

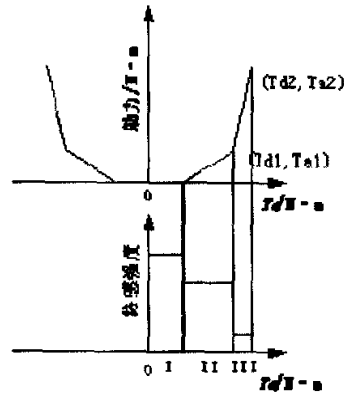


图 2-4 理想助力特性

2.3.2 液压动力转向的助力特性

典型液压动力转向的助力特性如图2-5所示。因为这一特性能表示出各种转矩输入下的油压增加的梯度，它能表明动力转向系统是否在各种转向条件下都能满足要求。图中A区是直线行驶位置附近小转向力区，输出助力增加较小；B区是常用转向力区，助力作用增加明显，对性能有较大影响；C区为极限转向力区，接近原地转向情况，助力增加速度快，助力作用大，使原地转向时的转向盘力矩足够小。助力特性可以表示路感强弱，A区的助力小、路感强，B区的路感有所降低，而C区的助力很大、路感较弱。

图2-6是三种典型的助力特性曲线，图中曲线1表示扭杆的刚度较小，控制阀非常灵敏，只需要较小的转动角就能产生需要的压力。曲线3底部宽平，表明系统内部有摩擦或阀特性灵敏度较低。可以通过调整扭杆的刚度和阀的灵敏度获得不同助力特性，扭杆刚度的调整经常通过改变扭杆的长度来实现，阀的灵敏度一般通过改变预开间隙与阀刃口来调整。实际使用中通常在扭杆刚度和阀的灵敏度之间进行折中。

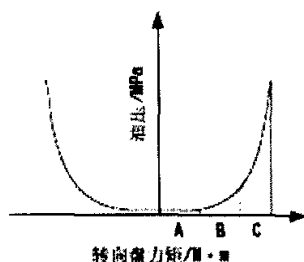


图2-5 液压动力转向的助力特性

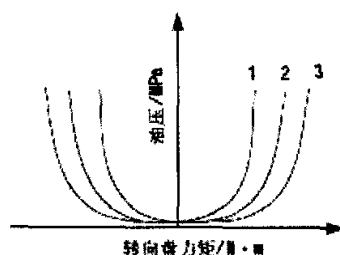


图2-6 液压助力特性比较

2.3.3 电控液压动力转向的助力特性

电控液压动力转向因其助力的实现结构的种类不同，其助力特性也不尽相同。电控液压动力转向将车速引入了助力特性，实现了车速感应型助力特性，助力将会随着车速的增加而减小，从而增加了高速行驶时的路感。较好的兼顾了低速转向的轻便性和高速转向时的路感。图2-7和图2-8是两种较为典型的电控液压动力转向的助力特性曲线。

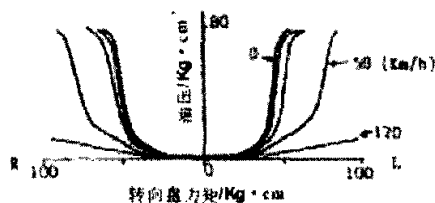


图2-7 辅助泵式助力特性曲线

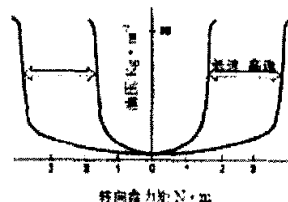


图2-8 电动油泵式助力特性曲线

助力特性关系到转向轻便性与路感，对于路感问题国内外还没有成熟的理论研究结果，研究手段主要还是通过大量的试验。助力特性是动力转向的控制目标，助力特性是否合理决定着动力转向的助力性能。本文将就如何确定合理的助力特性加以分析讨论。虽然仿真不能替代试验，在量值上与实际结果会有误差，但是它能为初步确定助力特性提供有力的指导与帮助，能为后续路试过程中助力特性的调节指明方向，有利于缩短路试调节时间。

2.3.4 对助力特性的基本要求

助力特性对动力转向系统的性能，包括轻便性、回正性、路感等，有重要影

响。对其助力特性曲线有以下要求:

(1) 当转向盘输入力矩小于某一特定值(通常设为 $1\text{N}\cdot\text{m}$)时,助力矩为零,动力转向不起作用。

(2) 在转向盘输入力矩较小的区域,助力部分的输出应较小,以保持较好的路感。

(3) 在转向盘输入力矩较大的区域,为使转向轻便,助力效果要明显。

(4) 在转向盘输入力矩达到驾驶员体力极限的区域时,应尽可能发挥较大的助力转向效果。

(5) 随着车速的增高,助力应减小。

(6) 根据国家标准,对动力转向,转向时作用在转向盘上的最大操纵力不应超过 50N 。

2.3.5 助力特性的评价

动力电动助力转向的助力特征属于车速感应型,要求左右对称,且要求随着车速的变化,转向盘力矩不应出现突变和跳动。助力特性的好坏要看是否能使汽车具有良好的转向盘力特性,即转向盘力随汽车运动状况而变化的规律。在低车速、低侧向加速度行驶的工况下,汽车应具有适度的转向盘力矩与转向盘总回转角,还应有良好的回正性能。由于考虑到高速行驶时汽车应具有较大的转向灵敏度,转向系总传动比不宜过大。但总传动比不够大,会带来低速行驶时转向盘过于沉重的问题,这需要动力转向器提供合适的助力来解决。在高车速、转向盘小转角、低侧向加速度范围内,汽车除了应具有良好的横摆角速度频率特性、直线行驶能力与回正能力之外,汽车还应有良好的转向盘力特性。转向盘力的大小要适度,特别是随着车速的提高,转向盘力不宜过轻而要保持一定的数值,以便给驾驶者良好的路感。高速行驶条件下的转向盘力特性受到许多因素影响,在开发工作中只有对相关系统进行细致微秒的调整后,才能获得良好的转向盘力特性。

2.4 本章小结

本章针对重型汽车的转向性能以及转向性能的各个方面评价进行了阐述。特别对动力转向的助力特性评价进行了分析,分别叙述了助力特性的概念、电控液压动力转向的助力特性及其特性比较、对助力特性的基本要求和助力特性的评价等。

第3章 转向系统的性能分析

汽车的转向运动是通过驾驶员操纵转向盘,经过转向机与一套杆系带动转向轮产生一定转向角来实现的。转向杆系的设计及动力转向器的匹配直接影响汽车的转向性能。

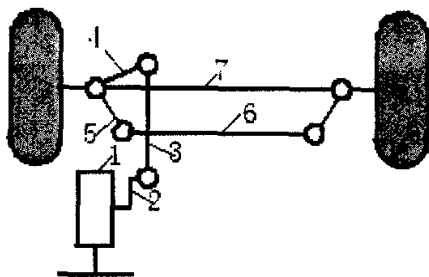
在转向杆系的设计中,应保障左右转向轮能够产生足够的、符合合理关系的转角,同时转向杆系和悬架系统在车辆运行的不同工况下能够协调运动,保障车辆的行驶稳定性。目前,动力转向器已经成为中重型载货车的标准配置,随着载货汽车的进一步重型化发展,以及驾驶员对转向轻便性的要求的提高,动力转向器的匹配成为转向系统性能设计的重要环节。

随着载货汽车技术的提高,其悬架形式也出现了多样化的趋势。但对于载货汽车前悬架,受多方因素的制约,钢板弹簧仍是其主要形式。钢板弹簧自身既是弹性元件又是导向元件,在汽车板簧的设计中,运动学设计计算是一个不可忽视的问题。对于前悬架,前板簧与转向杆系的运动学关系不当,不但会导致汽车在不平路面上转向盘的冲击,而且会破坏汽车的转向特性。

本章将着重进行重型载货车转向系统性能控制涉及的运动学特性计算分析方法、动力转向器匹配计算方法以及转向系统与悬架系统运动协调性计算分析方法的研究。

3.1 转向系统运动学分析

载货车转向系统结构通常如图 3-1 所示。



1.转向器 2.转向摇臂 3.转向直拉杆 4.转向节臂 5.梯形臂 6.转向横拉杆 7.转向轴

图 3-1 转向系结构简图

如果不考虑转向过程中转向轴相对车架的位移,图 3-1 所示转向机构为两个串连的空间四连杆机构:由转向摇臂、转向直拉杆、转向节臂及车体构成四连杆

机构 I，由左右梯形臂、转向横拉杆及转向轴构成四连杆机构 II。两个机构通过主销串连。所以求解该转向系的运动学关系即为求解空间四连杆机构的运动关系。

3.1.1 空间四连杆机构的运动学方程

一般空间四连杆机构简图如图 3-2。定义单位矢量 $\mathbf{p}$ 、 $\mathbf{q}$ 的方向分别沿连杆 OA 与 CB 转动轴的正向，令 $a_0 = \overline{OA}$ ， $b_0 = \overline{CB}$ ， $d_0 = \overline{AB}$ ， $l = \overline{OC}$ 。

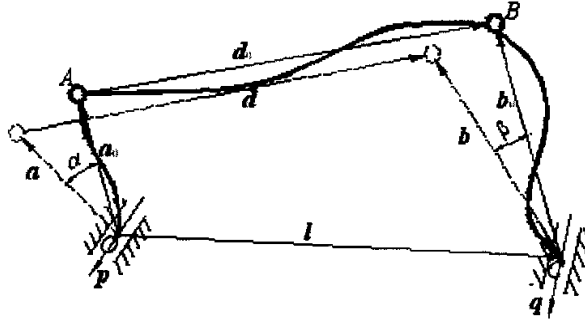


图 3-2 空间四连杆机构

设 a_0 绕 $\mathbf{p}$ 转过角度 α 至 $\mathbf{a}$ ， b_0 绕 $\mathbf{q}$ 转过的角度 β 至 $\mathbf{b}$ ， $|d| = |d_0|$ 。转角 β 可按式(3-1)~(3-3)计算：

$$\beta = 2 \operatorname{tg}^{-1} \frac{\eta(\alpha) \pm \sqrt{f(\alpha)}}{\xi(\alpha) + \zeta(\alpha)} \quad (3-1)$$

式(3-1)中

$$f(\alpha) = \xi^2(\alpha) + \eta^2(\alpha) - \zeta^2(\alpha) \quad (3-2)$$

$$\begin{cases} \xi(\alpha) = (l - A_a a_0)(E - qq)b_0 \\ \eta(\alpha) = (l - A_a a_0)(q \times E)b_0 \\ \zeta(\alpha) = \xi(\alpha) + (l + b_0)(A_a - E)a_0 \end{cases} \quad (3-3)$$

式(3-3)中

A_a —矢量绕 a_0 绕 $\mathbf{p}$ 转过角度 α 的有限转动张量；

E —单位并矢；

qq —矢量 $\mathbf{q}$ 与 $\mathbf{q}$ 的并矢。

令

$$g(\alpha) = [\eta(\alpha) \pm \sqrt{f(\alpha)}] / [\xi(\alpha) + \zeta(\alpha)] \quad (3-4)$$

则空间四连杆机构的角传动比 i ：

$$i = \frac{d\beta}{d\alpha} = 2 \frac{d}{d\alpha} g(\alpha) / [1 + g^2(\alpha)] \quad (3-5)$$

式(3-5)中

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\alpha} g(\alpha) = & \left\{ \left[\frac{d}{d\alpha} \eta(\alpha) \pm f^{-\frac{1}{2}}(\alpha) \frac{d}{d\alpha} f(\alpha) \right] [\xi(\alpha) + \zeta(\alpha)] + \right. \\ & \left. [\eta(\alpha) \pm \sqrt{f(\alpha)}] \left[\frac{d}{d(\alpha)} \xi(\alpha) + \frac{d}{d(\alpha)} \zeta(\alpha) \right] \right\} / [\xi(\alpha) + \zeta(\alpha)]^2 \end{aligned} \quad (3-6)$$

式(3-6)中

$$\frac{d}{d(\alpha)} \xi(\alpha) = - \frac{d}{d(\alpha)} A_a a_0 (E - qq) b_0 \quad (3-7)$$

$$\frac{d}{d(\alpha)} \eta(\alpha) = - \frac{d}{d(\alpha)} A_a a_0 (q \times E) b_0 \quad (3-8)$$

$$\frac{d}{d(\alpha)} \zeta(\alpha) = \frac{d}{d(\alpha)} \xi(\alpha) + \frac{d}{d(\alpha)} A_a (l + b_0) a_0 \quad (3-9)$$

不考虑转向系统弹性及转向盘至转向器间万向节的不等速作用, 则由转向盘的转角 δ_w 及转向器的速比 i_s 可计算出转向摇臂的摆角 δ_B

$$\delta_B = \delta_w / i_s \quad (3-10)$$

δ_B 可作为图 3-1 中四连杆机构 I 的输入转角, 应用式(2-1)~(2-9)可计算出转向节臂绕主销的转角 δ_L 及转向器到左转向轮的角传动比 i_a 。将转角 δ_L 作为四连杆结构 II 的输入, 可计算右转向轮的转角 δ_R 及左转向轮到右转向轮的角传动比 i_b , 同时, 可根据车辆参数计算转角 δ_R 与阿克曼几何学转角的偏差 δ_A 。转向器到右转向轮的角传动比为:

$$i_c = i_a i_b \quad (3-11)$$

根据转向系统设计的硬点位置可得出式(3-1)~(3-9)所需的矢量值, 进而可进行系统运动学特性的计算分析。图 3-3 为某载货车转向机构两种设计方案运动学特性计算结果(图中向左转角为正, 向右转角为负)。

3.1.2 转向系统运动学特性评价与分析

在转向系统运动学特性分析评价方面, 前人已做过很多工作, 这是以下分析评价的基础。

(1) 对于载货车转向机构, 首先要保证能够实现设计的车轮转角。在设计转角范围内转向盘到转向轮传动比变化均匀平缓, 机构无锁死现象发生。图 3-3 c)

中,当左转向轮在 $-37.1^{\circ}\sim 48^{\circ}$ 转动时,右侧车轮转角范围为 $-48^{\circ}\sim 37.1^{\circ}$;图 3-3 b)、e)、f)中,转向臂摆角、转向器到左右转向轮的传动比变化平缓;

(2) 由于载货车转向器转向摇臂摆角范围有限,并需考虑加工及装配误差,故在设计车轮转角范围内,转摇臂摆角应得到充分合理的利用,且转向盘转角范围适当。图 3-3 a)、b)中方案 A 转向盘转角/转向机摇臂摆角最大值为 $855^{\circ}/36.7^{\circ}$,方案 B 为 $932^{\circ}/40^{\circ}$;

(3) 在常用转向轮转角范围内,左右转向轮转角关系与阿克曼几何关系的偏差应尽可能小。图 3-3 d)中在转向轮转动 $\pm 30^{\circ}$ 时,其偏差最大值仅为 0.5° ;

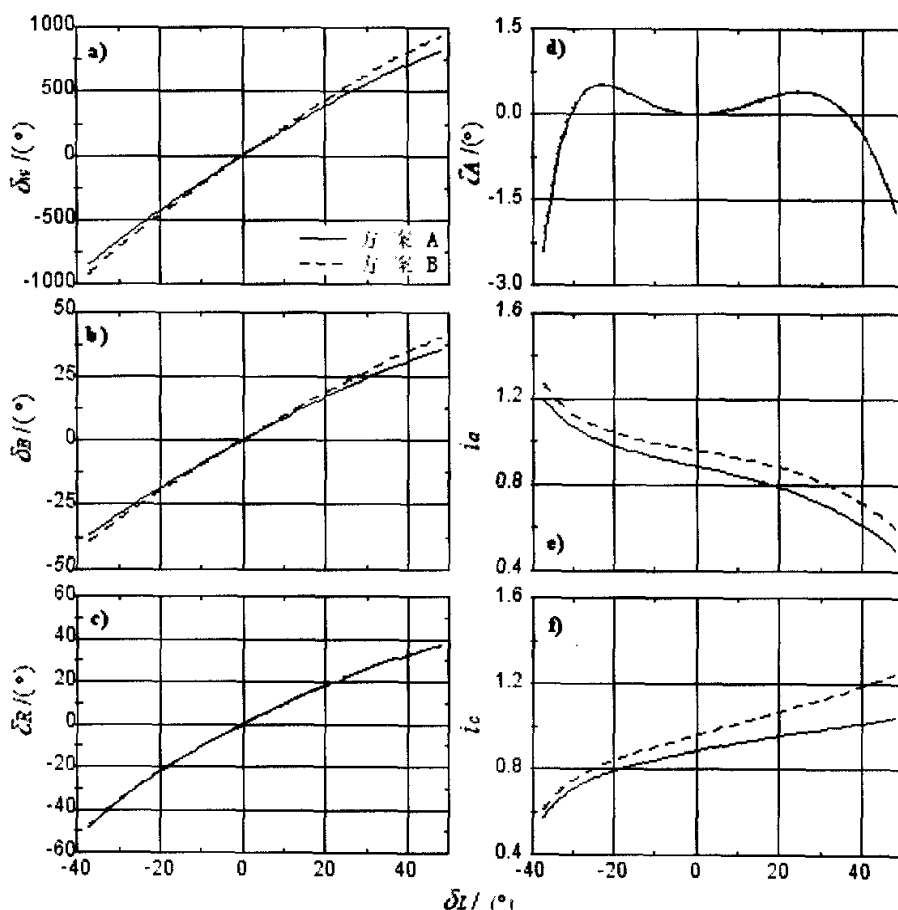


图 3-3 转向系统运动学特性

(4) 转向器到左右转向轮的传动关系应尽可能对称,以保障良好的操纵感觉。图 3-3 e)、f)中方案 B i_a 和 i_c 关于左右车轮转角对称性良好,方案 A 稍差。图 3-3 a)、b)中方案 A 转向轮转至左右极限转角时转向盘、转向臂转角不对称度为 3.3%,方案 B 为 2.2%;

(5) 转向杆系和悬架系统导向机构应具有良好运动协调性。在 3.3 中就将就运

动协调性计算作专门介绍。

不考虑(5)所述指标,图 3-3 所描述的转向机构方案 B 较方案 A 有更好的运动学特性。

3.2 动力转向器匹配分析

动力转向器在载货汽车上的安装,大大改善了转向轻便性。动力转向器匹配时需考虑的因素很多,如转向力、安全、可靠性、转向操作忙碌性、转向路感等。下文主要介绍车辆原地转向时动力转向性能的计算方法及其影响因素。

3.2.1 转向阻力

动力转向器受到的阻力主要由三部分组成:

- (1) 轮胎力绕主销的阻力矩;
- (2) 主销内倾引发的重力回正力矩;
- (3) 转向系统内部的摩擦阻力矩。

这三部分力矩受转向传动比及效率的影响最终作用到转向器上。转向力的最大值发生在车辆停止状态的原地转向时。

3.2.1.1 原地转向时轮胎静态转向力矩

对静止不动的汽车进行转向时,轮胎首先发生扭转变形,继之以路面和轮胎间发生滑移。对于重载车辆,此时轮胎和地面间的力将形成绕主销巨大的静态转向力矩。影响该力矩的主要因素有:接地面积、单位接地面积上的压力和摩擦系数等。轮胎负荷的加大、轮胎压力的降低都会加大该力矩。随车轮绕主销转动半径 r_L (如图 3-4)的不同,静态转向力矩也会发生一些变化,但受其它设计准则的限制, r_L 的变化范围只有几个毫米,由图 3-4 可知,在这种情况下, r_L 对静态转向力矩的大小几乎没有什么影响。图 3-5 为轮胎静态转向力矩随轮胎转角及轮荷变化的试验结果。

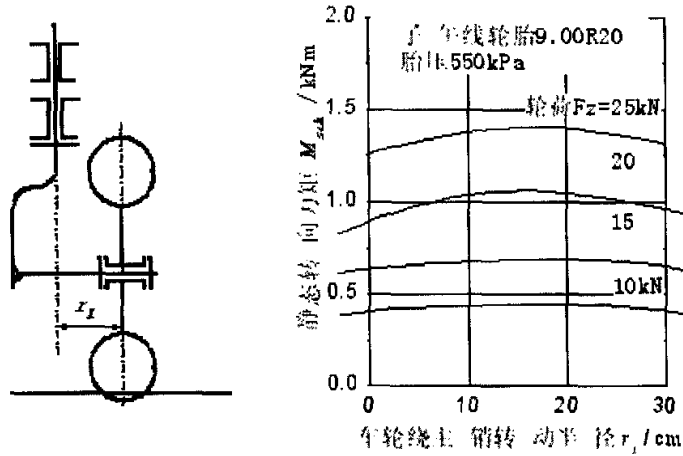


图 3-4 静态转向力矩随转动半径的变化

由图 3-5 可知，对于每一种载荷，轮胎的静态转向力矩随轮胎转角加大而增长并最终趋近一个稳定值。在轮胎的型号、气压确定的情况下，根据试验结果，轮胎的静态转向力矩 M_{sch} 可表达为：

$$M_{sch} = M_{sch}(\delta, F_z) \quad (3-12)$$

上式中：

δ —轮胎转角；

F_z —车轮垂直载荷。

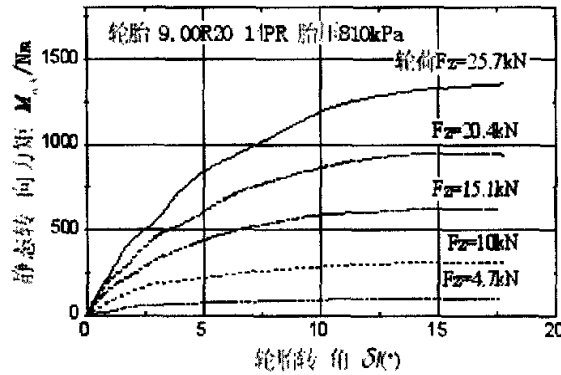


图 3-5 轮胎静态转向力矩

3.2.1.2 主销处重力回正力矩及摩擦阻力矩

因为主销内倾，前轮转动时将使车身有抬高的倾向，这种系统位能的提高也产生前轮回正力矩。该回正力矩的表达式如下：

$$M_G(\delta) = F_z D \sin(2\gamma) \sin(\delta) / 2 \quad (3-13)$$

上式中：

M_G —重力正力矩；

D —车轮中心与主销的水平距离；

γ —主销内倾角；

某车主销重力回正力矩随车轮转角及轮荷变化关系计算结果如图 3-6。

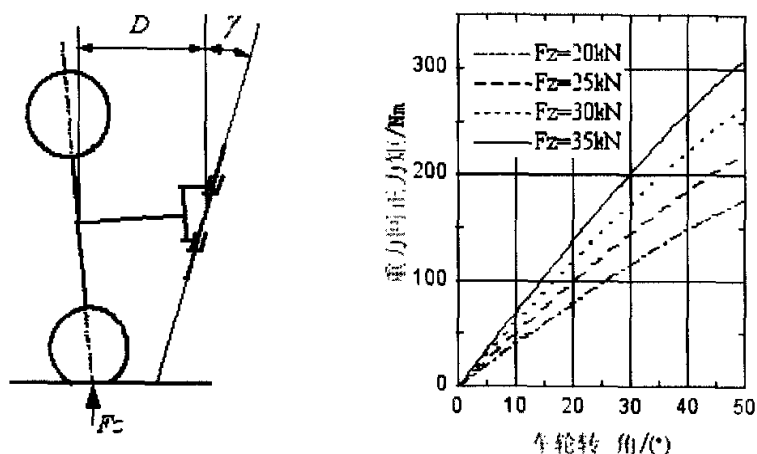


图 3-6 重力回正力矩

图 3-7 为某车主销处的摩擦力矩试验结果，该试验结果表明，主销处的摩擦力矩与车轮垂直载荷基本呈线性关系。在此，将该摩擦阻力矩 M_f 表达为：

$$M_f = M_{f_0} + F_z f \quad (3-14)$$

上式中 M_{f_0} 、 f —拟合系数。

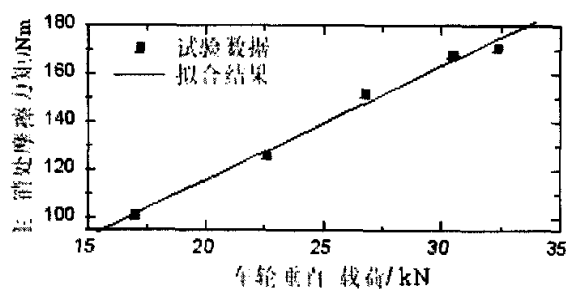


图 3-7 主销处摩擦力矩

3.2.2 动力转向器特性

动力转向器的静特性是评价动力转向器的主要指标，通常用输入力矩与输出油压间的关系曲线表示。图 3-8 a) 为某额定工作压力为 13MPa 的整体式动力转向器静特性试验结果，图中输出油压 P 与输入力矩 M_H 的关系表示为：

$$P = P(M_H) \quad (3-15)$$

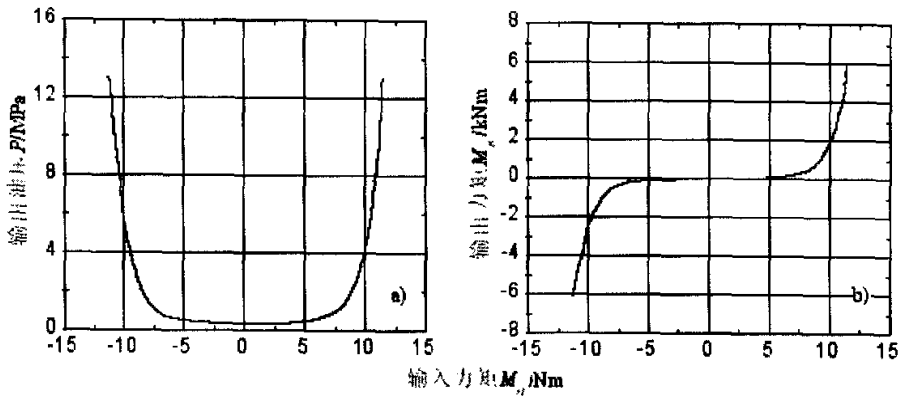


图 3-8 动力转向器静特性

图 3-8 b) 为不考虑转向机效率损失, 由式(3-16)计算所得输出力矩。

$$M_B = [P(M_H) - P_0] A_B R_B \quad (3-16)$$

式(3-16)中

A_B —转向器油压作用面积;

R_B —转向器齿扇节圆半径;

P_0 —回油阻力。

值得一提的是, 按照静特性恰当选配动力转向器的车辆在使用过程中往往不能实现预期的转向性能。试验研究表明, 动力转向器效率的变化使其输出能力大打折扣。图 3-9 为图 3-8 所描述动力转向器效率的试验结果。由图 3-9 可知:

- (1) 动力转向器在中间位置效率最高, 偏离中间位置后效率下降;
- (2) 在同一摇臂摆角、不同油压下, 动力转向器效率基本稳定;
- (3) 不同摇臂摆角下, 动力转向器的效率关于中间位置效率基本对称。

据此, 将动力转向器效率 η_B 表达如下:

$$\eta_B = \eta_{B_0} + f_B |\delta_B| \quad (3-17)$$

上式中

η_{B_0} —动力转向器中间位置效率;

f_B —动力转向器效率随输出轴转角变化率。

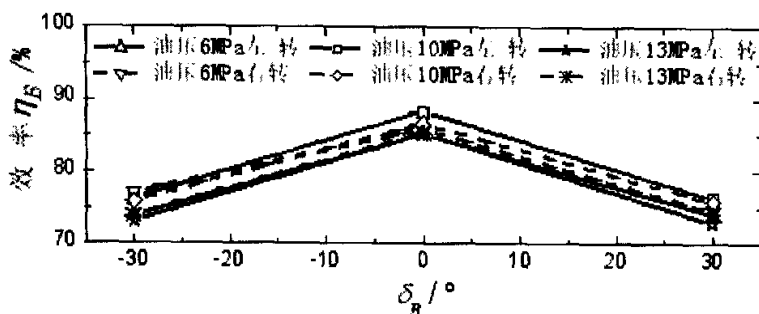


图 3-9 动力转向器效率

3.2.3 原地转向性能计算分析

在原地转向状态下，转向机受到的阻力矩为

$$M_{BN} = [M_{sch}(\delta_L, F_Z) + M_G(\delta_L) + M_f] / i_a / \eta_L + [M_{sch}(\delta_R, F_Z) + M_G(\delta_R) + M_f] / i_c / \eta_R \quad (3-18)$$

上式中

M_{BN} —转向阻力矩；

η_L —转向器到左转向轮间机构的效率；

η_R —转向器到右转向轮间机构的效率；

给定转向盘转角 δ_w ，由式(3-1)~(3-11)可计算出 δ_B 、 δ_L 、 δ_R 、 i_a 及 i_c ，将式(3-13)、(3-14)代入式(3-18)可得出转向器的输出扭矩。对于转向器有

$$(M_B + M_H i_s) \eta_B - M_{BN} = 0 \quad (3-19)$$

由式(3-15)~(3-19)可求解动力转向器的油压及输入力矩。

令动力转向器①特性如图 3-8、图 3-9，动力转向器②静特性同图 3-8，其效率不随摇臂摆角变化，效率值同图 3-9 中间位置效率。上述转向机构方案 A、B 及动力转向器①②可在某车上进行不同组合，利用式(3-1)~(3-19)对该车额定载荷下动力转向系统性能计算的结果见图 3-10。

由图 3-10 a)可知，动力转向器阻力矩随车轮转角的增长不断增长。同时，当左、右转向轮分别转至设计最大转角 48° 时，机构方案 A 动力转向器所受阻力矩较方案 B 分别大 903Nm 和 264Nm。图 3-3 e)、f)所示两方案转向机到内转向轮传动比随转角增加而变小的趋势则直接导致了转向器阻力矩的增长；而转向杆系传动比大小及传动比对称性的差异是产生该阻力矩差别的主要原因。

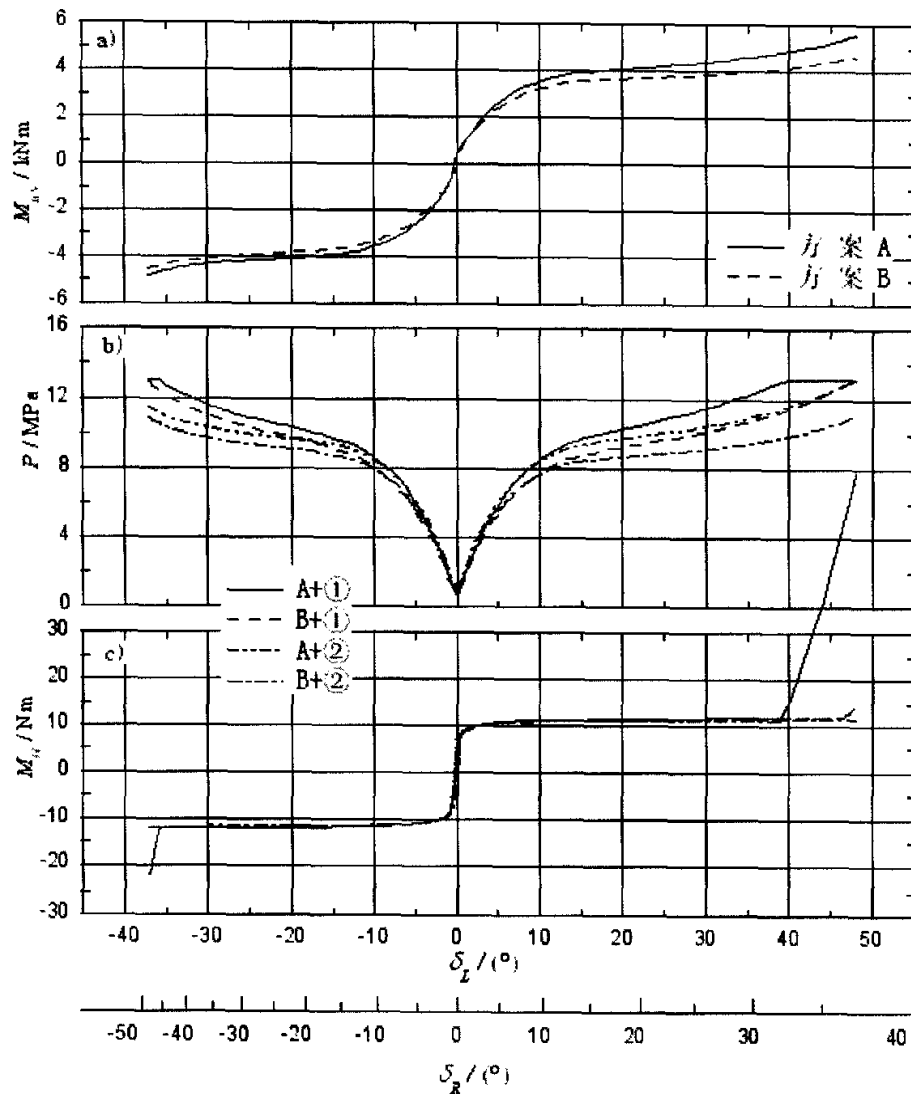


图 3-10 原地转向性能

图 3-10 b)表明,效率随摇臂摆角增加而降低的转向器①显著降低了转向性能。额定工作压力下, A+①左转向轮左转转角较 A+②减小 7.8° , 车轮极限转角 B+①系统油压较 B+②高 2.1MPa 。图 3-10 b)同时还表明,机构方案 B 匹配两种动力转向器均能实现设计的车轮转角要求,而方案 A 不能,即机构方案 B 较方案 A 对动力转向器有更强的适应性。

图 3-10 c)中,车轮转角很小时,转向器输入力矩即达到一个稳定值,系统油压亦达到较高水平。该稳定力矩由动力转向器静特性决定,在系统油压达到额定工作压力前变化很小。且该力矩需驾驶员输入,力矩的大小及左右转向时力矩

的对称性直接影响驾驶员对操纵轻便性的感觉；对于匹配方案 A+①，当动力转向器油压达到额定值后，车轮继续转动增加的阻力矩需完全由转向器输入力矩克服，从而导致输入力矩突然增大。

对于重型载货车，转向轮轮胎的静态转向力矩之和往往已达到或超出动力转向器的输出力矩极限，从上述分析可知，在动力转向系统匹配设计时，转向机的效率应予充分考虑。同时，在制造和装配工艺允许的条件下提高转向机输出转角的利用率，以提高转向机到左右转向轮传动比以及改善传动比的对称性对动力转向系统的性能有着重要的作用。和路感相关的动力转向器匹配分析将在下一章进行叙述。

3.3 转向系统与悬架系统运动协调性分析

在转向轮相对车架的运动过程中，转向系统与悬架系统使车轮相对车架产生了不同的相对运动关系，这就造成了干涉转向。使转向系统与悬架系统运动学关系协调，保障干涉转向角在适度、合理的范围内是整车悬架、转向系统设计又一目标。

3.3.1 钢板弹簧运动学模型

对于以等强度为设计目标的多片簧，在垂直负荷作用下各片各处的应力接近相等，因此，当板簧受压变形时，主片沿全长的形状可以近似地看成是一个半径随载荷而变化的圆弧。取固定端卷耳中心为坐标原点，考察当板簧弧高发生变化时安装点 p 的坐标，如图 3-11。

图中坐标系的原点选在板簧固定端卷耳圆心，由几何关系可得：

$$\begin{cases} HR = r \cdot \cos(\theta + \alpha) \\ HH = (L \cdot \sin \alpha) / 2 \\ HM = (H - HH - HR) \cdot \cos \alpha \\ \theta = L / (2R) \\ R \cdot (1 - \cos \theta) - HM = 0 \end{cases} \quad (3-20)$$

由式(3-20)可得板簧张角 θ ，则 p 点的坐标可表示为：

$$\begin{cases} x = -(\frac{L}{2\theta} - r) \cdot \sin(\theta + \alpha) + \frac{L}{2\theta} \cdot \sin \alpha \\ z = (\frac{L}{2\theta} - r) \cdot \cos(\theta + \alpha) - \frac{L}{2\theta} \cdot \cos \alpha \end{cases} \quad (3-21)$$

当板簧压缩时，参数 H 发生变化，由式(3-21)可计算得安装点坐标变化。当

悬架受纵向力而产生纵向扭曲时，相当于板簧安装角 α 产生增量，亦可根据式 (3-21) 计算安装点坐标变化。

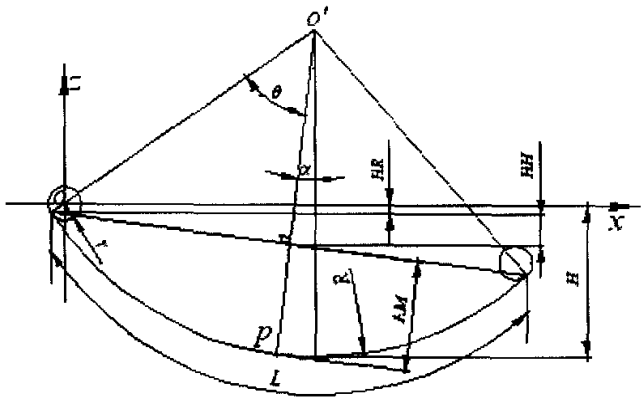


图 3-11 钢板弹簧运动学分析简图

- | | |
|--------------------|---------------------|
| r —板簧固定端卷耳半径； | H —板簧弧高； |
| θ —板簧半长的张角； | HH —板簧安装角引起的弧高变化； |
| α —板簧安装角； | HR —卷耳半径的垂直高度； |
| L —板簧首片长； | HM —板簧纯弧高； |
| R —板簧圆弧半径。 | |

某载货汽车的前后板簧安装点坐标随车轮跳动量及纵向扭转角变化曲线如图 3-12。

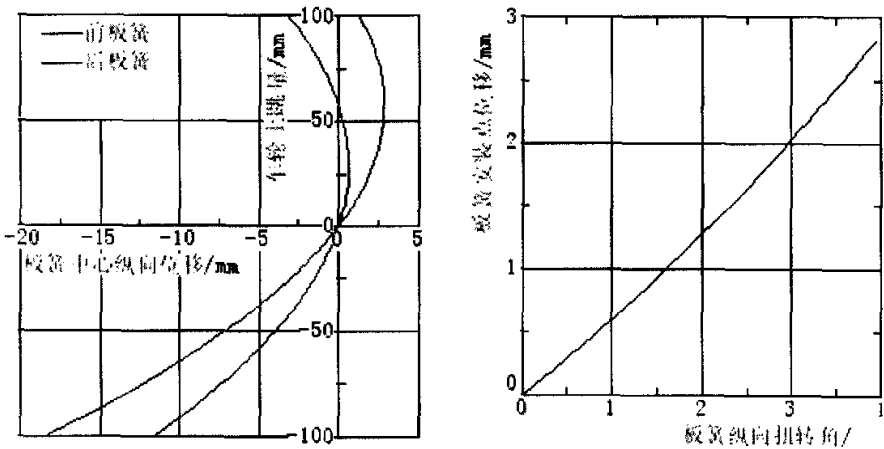


图 3-12 钢板弹簧导向特性

3.3.2 悬架转向系运动协调性计算

3.3.2.1 计算模型

悬架转向系的干涉转向可视为在车辆的簧载质量在相对于非簧载质量的侧

倾和俯仰运动时，转向机垂臂球头和转向节上臂球头相对移动趋势导致的转向，如图 3-13a。图中 OA 为转向纵拉杆，AB 为转向节上臂。假设在相对运动过程中转向桥位置及方位不变，点 O 相对车桥运动，则运动最终结果图如图 3-13b。将图 3-13b 进行简化可得图 3-14。图中矢量 $\mathbf{p}$ 为主销方向矢量， $\mathbf{e}$ 为转向机垂臂球头相对车桥位移矢量。

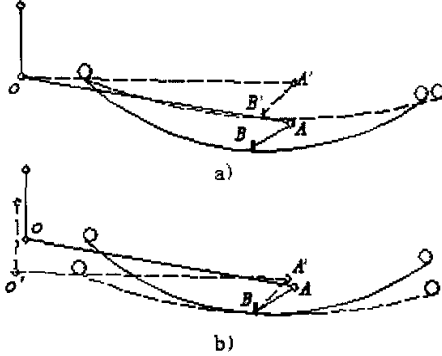


图 3-13 悬架转向系干涉运动图

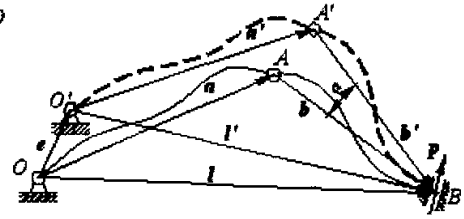


图 3-14 悬架转向系干涉运动简化图

根据图 3-14，由几何约束关系可知：

$$\begin{cases} \mathbf{l}' = \mathbf{l} - \mathbf{e} \\ |\mathbf{a}| = |\mathbf{a}'| \\ \mathbf{b}' = A_\alpha \mathbf{b} \\ \mathbf{a}' \cdot \mathbf{a}' = (\mathbf{l}' - \mathbf{b}')(\mathbf{l}' - \mathbf{b}') \end{cases} \quad (3-22)$$

上式中

$$A_\alpha = \cos(\alpha)\mathbf{E} + [1 + \cos(\alpha)]\mathbf{pp} + \sin(\alpha)\mathbf{p} \times \mathbf{E} \quad (3-23)$$

式(3-23)中

$\mathbf{E}$ —单位并矢；

$\mathbf{pp}$ —矢量 $\mathbf{p}$ 与 $\mathbf{p}$ 的并矢。

将式(3-23)代入式(3-22)并简化得：

$$\beta = 2 \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{\eta \pm \sqrt{F}}{\xi + \zeta} \right) \quad (3-24)$$

式(3-24)中

$$\eta = (\mathbf{p} \times \mathbf{E}) \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{l}'$$

$$\xi = (\mathbf{E} - \mathbf{pp}) \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{l}'$$

$$\zeta = \xi + 0.5 \cdot (\mathbf{l} \cdot \mathbf{l}' + \mathbf{l}' \cdot \mathbf{l}) + \mathbf{a} \cdot \mathbf{e}$$

$$F = \xi^2 + \eta^2 - \zeta^2$$

3.3.2.2 计算实例

由钢板弹簧运动学模型,输入实际行车过程悬架系统所受的力,计算板簧产生的垂直和扭曲变形,从而得出转向机垂臂下球头相对转向桥的位移 e ,根据式(3-24)可进行计算。图 3-15~图 3-19 为某车转向系统与悬架系统运动协调性计算结果,其转向系统特性如图 3-3,悬架系统特性如图 3-12。其中:

图 3-15 为左右转向轮同时上下跳动时干涉转向计算结果;

图 3-16 为车身侧倾时转向轮绕主销的转角;

图 3-17 为钢板弹簧悬架轴转向角;

图 3-18 为车身侧倾时干涉转向综合转角;

图 3-19 为单体车在直线制动工况下,综合考虑转向轮垂直跳动及钢板弹簧纵向扭曲,转向轮的干涉转角。

图 3-15~图 3-19 中车轮上跳为正,转向轮左转为正,车身侧倾角右倾为正。

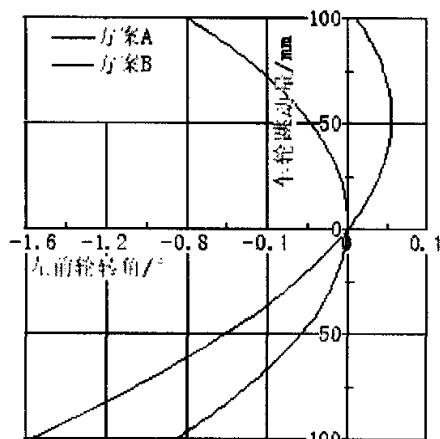


图 3-15 垂直运动干涉

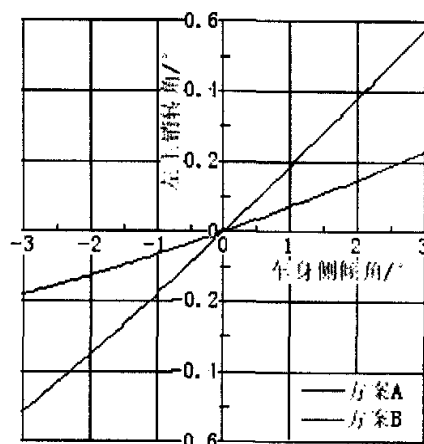


图 3-16 侧倾运动干涉转角

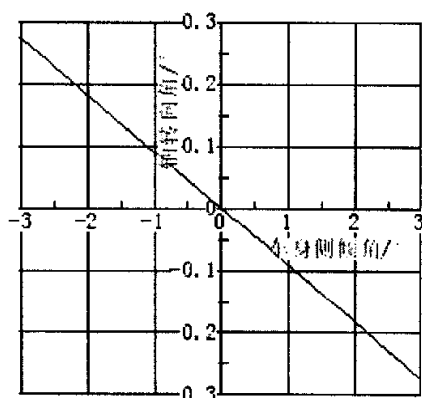


图 3-17 侧倾轴转向角

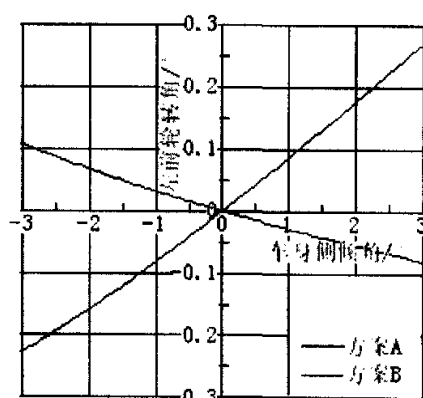


图 3-18 侧倾干涉综合转向角

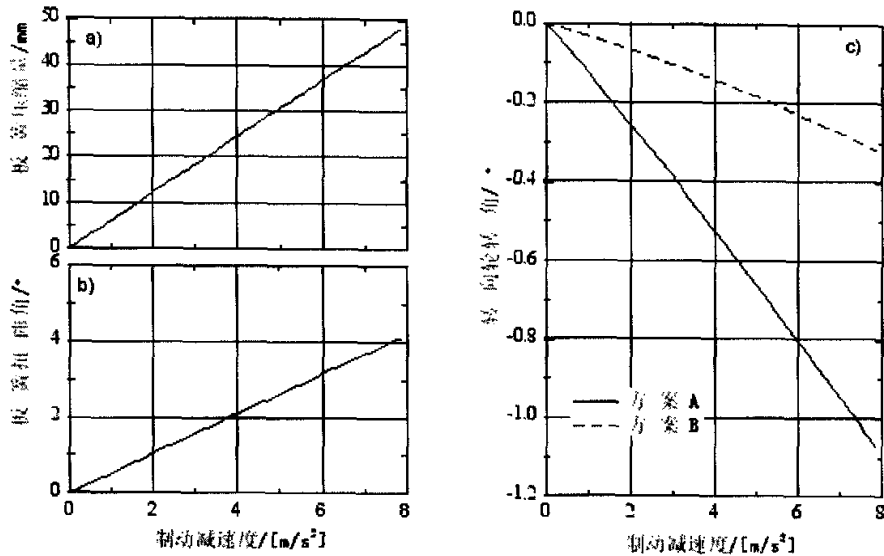


图 3-19 直线制动时干涉转向

3.3.2.3 悬架转向系运动协调性计算结果分析

(1) 由图 3-15 可知, 当转向轮相对车身同向跳动时, 方案 A 与方案 B 干涉转向角有不同的变化趋势。对于方案 A 车轮上跳和下跳干涉转角方向与量值相同, 而对于方案 B, 在车轮上跳时干涉转角方向向左, 下跳时方向向右。且在车轮上跳(弹簧压缩方向)时, 其干涉转角保持在较小范围内。

(2) 由图 3-16 可知, 对于侧倾引起的主销干涉转角, 方案 B 明显小于方案 A, 在轴转角相同的情况下, 两方案转向轮综合转角亦有不同变化趋势与量值水平(如图 3-18)。

(3) 方案 A 干涉转角绝对值大于方案 B。

(4) 方案 A 干涉转角减小不足转向的趋势, 方案 B 干涉转角增加不足转向的趋势。

(5) 图 3-19 为直线制动工况下车辆的干涉转向, 该结果是转向轮相对车身同向跳动干涉及板簧纵向扭曲干涉的综合结果。图 3-19 c)表明方案 B 的干涉转向角明显小于方案 A。

(6) 综合考虑上述因素, 转向系统方案 B 与悬架系统的运动协调性要优于方案 A。

3.4 本章小结

本章针对重型载货汽车转向系统与悬架系统设计所关心的问题,研究了转向系统运动学特性计算分析方法、动力转向器匹配计算方法、悬架转向系统运动协调性计算分析方法等,本章的主要工作及主要结论如下:

1. 给出了重型载货汽车转向系统运动学特性的计算方法、分析方法和并结合计算实例进行了分析;
2. 研究了重型汽车原地转向阻力的主要组成及动力转向器的效率特性,提供了原地转向性能的计算和分析方法;
3. 对四种动力转向系统匹配方案进行了计算分析,结果表明,转向杆系的传动比和动力转向器的效率对车辆原地转向性能具有重要影响;
4. 提供了转向系统与悬架系统运动协调性计算分析方法,并针对两种转向系统设计方案进行了分析;
5. 本文所介绍的计算分析方法对于车辆开发阶段转向系统与悬架系统设计与优化有重要意义。

第4章 转向系统设计参数的分析

在第3章中已经讨论过转向系统运动学特性、动力转向器匹配以及转向系统与悬架系统运动协调性的计算分析方法和评价方法,但该计算与评价只是停留于系统层面的性能。在这一层面,只能就系统性能对整车性能的影响趋势进行预测。而最终检验系统是否符合车辆的要求,必须在整车上进行。

4.1 动力转向器的选型

在转向系统的设计过程中,选择合适的动力转向为车型配套要考虑的因素是多方面的,因此选型的方法也是多种多样的。下面介绍应如何考虑动力转向器的选型。

4.1.1 根据转向器生产厂家推荐的型谱选型

在重型汽车及其变型客车上安装动力转向器,通常的做法是以前轴负荷为40kN作标准。但现在已经有了很大的变化,对汽车转向轻便性的要求越来越高,对于具体应如何选择动力转向的型号,首先要确定转向系的载荷,根据转向系统的载荷确定出相应输出力矩的动力转向器。选择具体型号的动力转向器,可以按照转向器生产专业厂家推荐的型谱里规定的适用转向轴负荷参考选用。

由于生产厂家已做了大量研究和试验,提出了适应不同轴荷的该厂产品系列,所以可以参考厂家型谱选用。图4-1是美国TRW公司最新TAS系列动力转向器应用实例。图中推荐出各种不同型号机型适用不同轴荷车型的情况。该图强调了几个使用特点:一是同一前轴负荷在不同前轮最大转角时应采用的机型不同,最大转角较大时要增大转向器型号使用。这与增大转角时,转向阻力矩有明显增大有关,若使用转角较小时则可减少一个转向器型号使用,转向器价格将相应减少,对汽车制造厂家是有利的。最大转角的分界线是 $\pm 40^\circ$,使用时必须注意。二是推荐的转向器型号与车型的使用工况有紧密的联系,各种不同使用工况的车辆使用的动力转向器都有所不同,一般在恶劣路面工况使用的车辆都应增大一个型号选用。

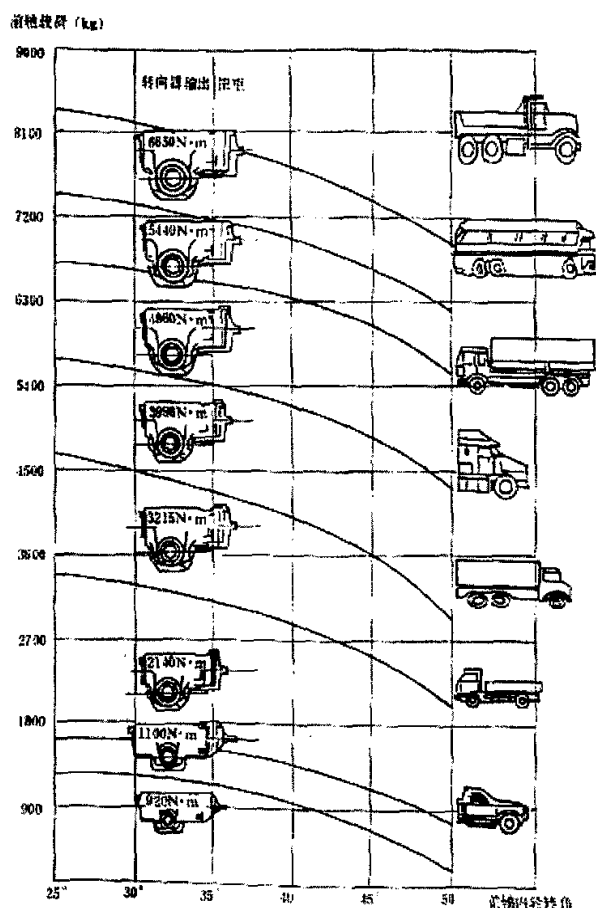


图 4-1 TAS 系列应用实例

4.1.2 配套的转向油泵对选型的影响

选择各种动力转向器型号时，必须考虑与之配套的转向油泵是否适用。

(1) 配套的转向油泵的工作压力必须满足动力转向器的要求。如果所配转向油泵工作压力低于动力转向器要求，则应考虑选择大一个档的动力转向器，增大缸径尺寸以满足输出力矩的要求。

(2) 配套的转向油泵应考虑到计算所得实际需要流量。油泵的流量不够会出现明显的加力滞后现象，给驾驶员以沉重的感觉。在满足输出力矩情况下可考虑选用小一档的动力转向器。

4.1.3 根据整车布置的需要选型

整车布置不同所选择的动力转向器的结构也不同，所以动力转向器的选型必

须综合各方面因素考虑。

(1) 转向器对整车来讲是左置还是右置, 相对转向器支架转向器输出朝左还是朝右固定, 都会使所选动力转向器结构有很大变化。一是要确定输出轴相对转向轴向左还是向右伸出, 会转向器壳体带来相应变化。二是要注意输出轴安装方向和输出轴摆动方向给螺杆螺母滚道螺旋线方向带来的变化。

(2) 对于整体式动力转向器来说, 由于内部阀的长度不同, 活塞密封部位布置在上部还是下部, 导致转向器输入端到输出轴轴线的距离有长有短, 所以选型时要根据布置需要选择。如前翻驾驶室就需要转向器立置, 上端要求短才好布置。

(3) 根据布置的特殊要求, 转向器还有卧置的要求。对于前悬较长的汽车, 转向器如果布置在车架前端, 导致直拉杆太长, 但是转向轴还必须从前端引出。此时, 一般可以采用直角传动机构加卧置转向器的方法, 如图 4-2 所示。既可以保证转向轴仍定位于车架前端, 又可以保证直拉杆长度较短, 形状简单, 不与轮胎干涉。这种卧置转向器选型时要特别注意螺杆螺母滚道的螺旋方向。

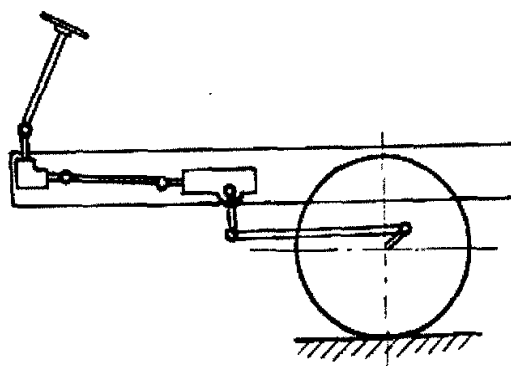


图 4-2 卧置布置的动力转向器

4.1.4 特种车辆动力转向器的选型

对于特种车辆, 如双前桥转向或非公路使用的重型汽车(前轴负荷超过 8t), 必须采取特殊措施解决转向阻力增大带来的一系列问题。

对于这样一类特种车辆, 可以根据不同车型采用不同动力助力方式。

对于单前轴转向的车型, 前轴负荷超过 7.5~8t 时, 因为前轴负荷过重, 必须采取一个动力转向器辅加一个助力缸的方法, 这样才能保证动力助力所需的推力。动力转向器布置在左侧, 辅助油缸布置在右侧, 如图 4-3 a) 所示, 二者靠梯形机构连接保证运动关系。

对于双前轴转向的车型, 由于采用两个前轴, 转向助力增加一倍, 可以采用

一个大动力转向器，一个大的辅助油缸，也可以采用一个小一些的动力转向器，则需要采用三个小一些的辅助油缸。对于前者动力转向器布置在左前轮位置，辅助油缸布置在第二轴左轮位置，二者用直拉杆按转向几何学原理将其连接实现联动。对于后者动力转向器布置在左前轮位置，辅助油缸分别布置在右前轮，第二轴左右轮位置各一个，如图 4-3 b) 所示。各轴左右车轮直接靠梯形机构控制运动关系，一、二轴之间靠专门设计的直拉杆系连接以保证运动关系，这种双前桥直拉杆系的设计要严格按照转向几何学原理设计。辅助油缸可以是轴向活塞式油缸，也可以是摆动油缸。也就是利用动力转向器本身，将其控制阀部分去掉，改造成摆动油缸。这种方法可以简化杆系，提高了部件通用性，减少零部件品种，有利于提高生产效率。如图 4-3 c) 某 8×4 车型，总重 38t，就是采用一机三缸方式，辅助油缸采用动力转向器改造成摆动式油缸的方式。该车的转向器支架通用，直拉杆通用，转向器(除转向阀外)通用。增加油缸后应重点考虑控制阀的油道通径要大，要增加油泵的流量，不可因为流量增大增加阀本身的压力损失，影响系统的空载压力。

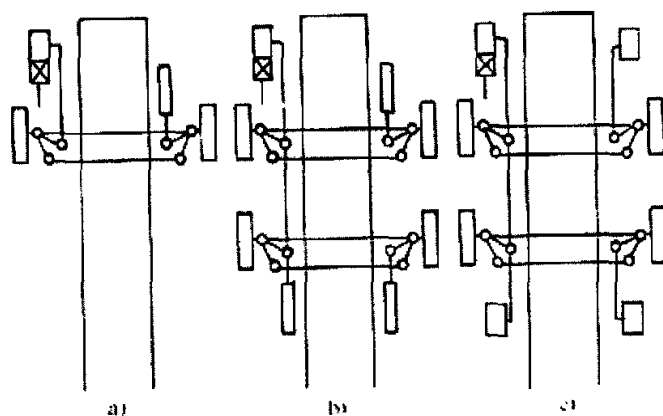


图 4-3 各种特种车辆的转向杆

4.2 动力转向器的静特性

良好的转向路感是转向系统匹配设计的一个重要目标，良好的路感是优良的操纵稳定性中不可缺少的部分。在车辆行驶中，驾驶者接受各种信息，但最重要的信息是来自转向盘反馈给驾驶者的路感。转向盘力矩，由于体力的原因不能太大，而在高速时为保持路感，又不能太小。而转向盘力矩一侧向加速度梯度可以反映路感。为兼顾低速时车辆的转向轻便性和高速时的转向路感，对于配有动力转向器的车辆，要对可选动力转向器的静特性进行分析。这就必须先建立轮胎的

模型。

4.2.1 统一指数轮胎模型

用于汽车操纵稳定性研究的轮胎模型有很多，其中比较著名的有荷兰 Delft 大学 Pacejka 教授提出的“魔术公式”（Magic Formula）和我国的郭孔辉院士提出的“统一指数轮胎模型”。统一轮胎模型具有理论边界好，运算速度快，仿真精度高的特点，特别适合进行复杂和极限工况车辆动力学的仿真，是进行整车动态仿真研究的理想的轮胎力学模型。

描述轮胎姿态及受力的轮胎坐标系如图 4-4。

统一指数轮胎模型侧向力的表达式见式(4-1)~(4-6)。

轮胎所受无量纲总切力：

$$\bar{F} = 1 - \exp(-\phi - E_1\phi^2 - E_2\phi^3) \quad (4-1)$$

式(4-1)中

$$E_2 = E_1^2 + 1/12 \quad (4-2)$$

$$\phi = \sqrt{\phi_x^2 + \phi_y^2} \quad (4-3)$$

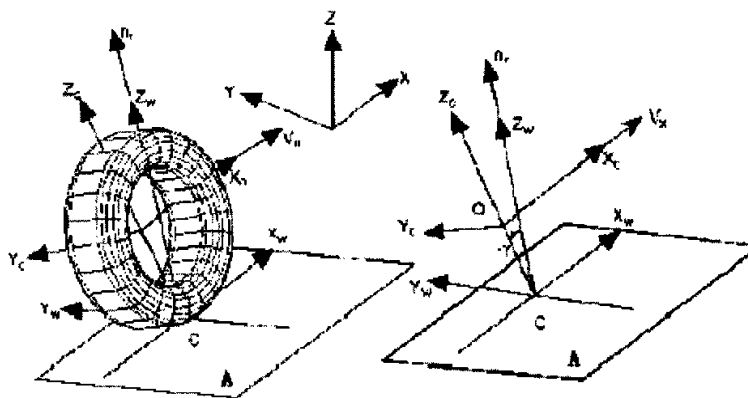


图 4-4 轮胎坐标系

$$\phi_x = \frac{K_x S_x}{\mu_x F_z}, \quad \phi_y = \frac{K_y S_y}{\mu_y F_z} \quad (4-4)$$

$$\begin{cases} S_x = \frac{V_x \cos \alpha - \Omega R}{|\Omega R|} \\ S_y = (1 + S_x) \mu g \alpha \end{cases} \quad (4-5)$$

轮胎力:

$$\begin{cases} F_x = \bar{F} \frac{\phi_x}{\phi} \mu_x F_z \\ F_y = \bar{F} \frac{\phi_y}{\phi} \mu_y F_z \end{cases} \quad (4-6)$$

模型中轮胎拖距表达式:

$$D_x = (D_{x0} - D_e) \cdot \exp(-D_1 \cdot \phi - D_2 \cdot \phi^2) + D_e \quad (4-7)$$

轮胎回正力矩:

$$M_z = F_y(D_x + X_0) - F_y Y_0 \quad (4-8)$$

式(4-1)~(4-8)中, E_1 、 K_x 、 K_y 、 μ_x 、 μ_y 、 D_{x0} 、 D_e 、 D_1 、 D_2 为轮胎载荷的函数, 须根据不同载货下轮胎试验的数据辨识它与载荷的关系。

4.2.2 静特性的分析比较

图 4-5 给出了两种动力转向的静特性试验曲线。图中两动力转向器的静特性有明显差别: 当输入扭矩为 1.7Nm 时, 动力转向器 A 开始产生助力油压, 之后, 油压随输入力矩增长均匀增长。而对于动力转向器 B, 当输入力矩 4Nm 时, 助力油压才开始明显建立, 随后油压随输入扭矩的增加迅速增加。

第 3 章研究了匹配动力转向器车辆原地转向性能的计算方法。在车辆原地转向过程中, 动力转向器需驱动转向轮转动, 驱动力由上而下传递。而在行车中驾驶员感受到的转向盘力是由下而上逆向传递的。对 3.2.3 中的计算方法稍作修改即可计算行车中的转向盘力特性。

行车过程中动力转向器的阻力矩缘自转向轮的综合回正力矩 M_A :

$$M_A = M_T + M_G + M_C + M_D \quad (4-9)$$

上式中:

M_T —轮胎回正力矩;

M_G —主销内倾产生的重力回正力矩;

M_C —主销后倾拖距产生的回正力矩;

M_D —轮胎与主销接地点横向偏置距产生的回正力矩。

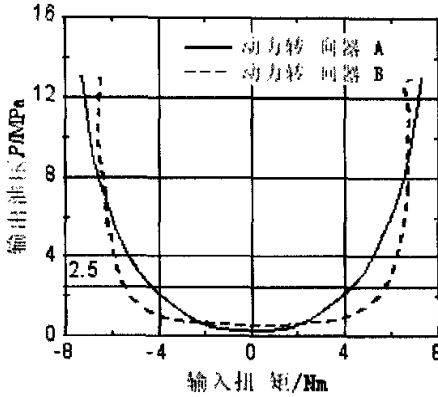


图 4-5 动力转向器静特性

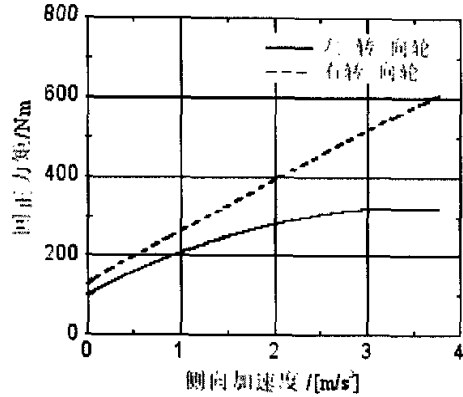


图 4-6 转向轮回正力矩

轮胎回正力矩可由 4.2.1 所述轮胎模型计算得出，主销内倾产生的重力回正力矩可由 3.2.1.2 给出的公式计算，在非制动工况下，轮胎与主销接地点横向偏置距产生的回正力矩可忽略不计。主销后倾拖距产生的回正力矩为：

$$M_C = F_y \cdot R_K \cdot \tan(\gamma) \quad (4-10)$$

上式中：

F_y —轮胎侧向力；

R_K —车轮静力半径；

γ —主销后倾角。

应用以上的计算方法，可计算出车辆在各行驶工况下转向轮的综合回正力矩。图 4-6 给出了重型汽车在向左稳态回转仿真中左右转向轮绕主销的综合回正力矩。将式(3-18)改变为下式可计算动力转向器阻力：

$$M_{BN} = M_L \eta_L / i_a + M_R \eta_R / i_a \quad (4-11)$$

上式中：

M_L —左转向轮综合回正力矩；

M_R —右转向轮综合回正力矩。

式(3-19)变为

$$(M_B + M_H i_s) \eta_{Bn} - M_{BN} = 0 \quad (4-12)$$

上式中 η_{Bn} —动力转向器逆效率。

应用式(3-15)、(3-16)、(4-11)、(4-12)计算所得转向力特性结果见图 4-7。

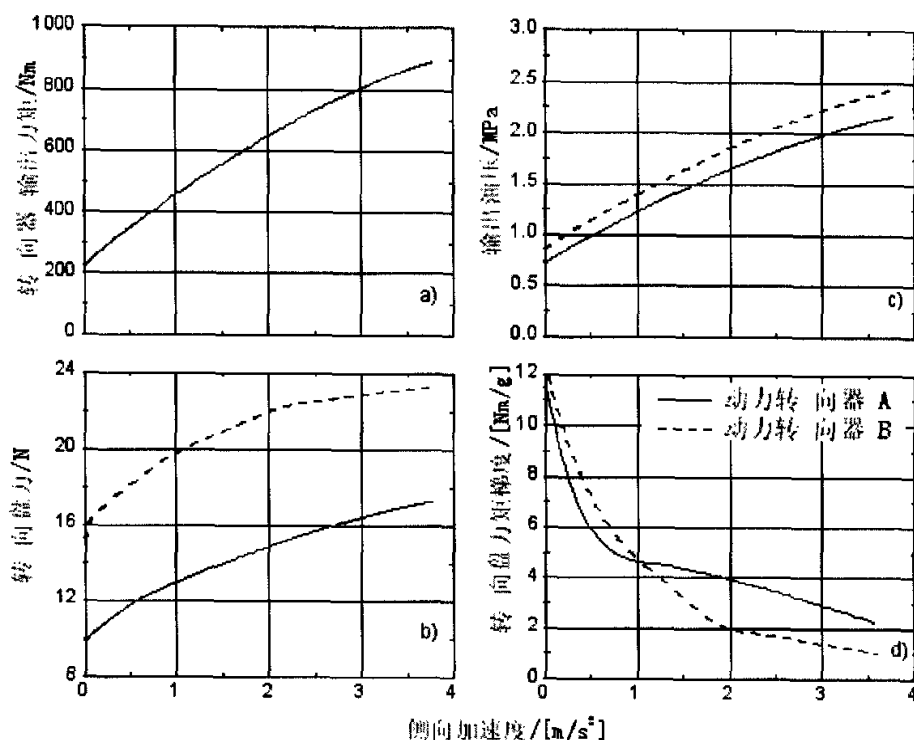


图 4-7 不同动力转向器对转向特性的影响

由图 4-7 可知, 在车辆侧向加速度 $0 \sim 3.7 m/s^2$ 范围内, 动力转向器的输出力矩最大为 $900 Nm$ (图 4-7 a), 动力转向器的输出油压小于 $2.5 MPa$ (图 4-7 b)。装用动力转向器 B 时, 在各侧向加速度下转向盘力明显大于装用动力转向器 A (图 4-7 c)。图 4-7 d) 则表明, 在侧向加速度较小时, 匹配动力转向器 B 的转向路感要好于动力转向器 A, 而当侧向加速度大于 $1 m/s^2$ 时, 则正好相反, 装用动力转向器 A 的车辆路感要明显好于动力转向器 B。对照图 4-5, 当动力转向器油压大于 $2.5 MPa$ 后, 动力转向器 B 的输出油压对输入扭转非常敏感, 而动力转向器 A 则相对迟钝。这说明, 如果转向轮的回正力矩随车辆的侧向加速度进一步加大, 使动力转向器输出油压加大, 则对于动力转向器 B 来说, 其输入扭矩基本不会变化, 使转向盘力矩梯度接近于 0, 从而基本丧失转向路感。而动力转向器 A 则要求继续增加输入力矩, 因此可继续保持路感。

由以上分析可知, 在选择动力转向器特性时, 要考虑转向轮的回正力矩大小及车辆经常工作的侧向加速度范围。对出现较大侧向加速度概率很大的高速公路运输车辆, 匹配动力转向器 A 更合适。目前, 对动力转向器静特性的检验往往集中与高压区输入力矩对称性, 而计算结果表明, 在行车转向工况下, 动力转向器工作在低油压区域。因此, 为保障车辆转向路感必须严格控制动力转向器低压

区工作特性。

4.3 转向、悬架系统运动学特性

3.1.2 中提到转向器到左右转向轮的传动关系应尽可能对称,以保障良好的操纵感觉,并且由图 3-3 判定转向系方案 B 较方案 A 具有更好的运动学特性。不同运动学特性的转向系统对车辆转向性能的影响是转向系统设计者非常关心的问题。

悬架与转向系统运动协调性对车辆操纵稳定性有显著影响已为汽车设计师所熟知,但有时出于其它方面的考虑,不可能将系统的性能设计的非常理想,甚至是有明显缺陷的,这种缺陷对车辆性能的影响大小也是设计师所急于知道的,而这些则必须通过整车性能的仿真进行分析。

假定重型汽车分别匹配第 3 章所述的悬架、转向系统方案 A、B,其稳态转向性能的计算结果见图 4-8。该计算结果表明,车辆采用两种方案都可取得良好的不足转向效果。同时,该结果验证了 3.3.2.3 中关于两种悬架、转向系统匹配方案对整车性能的影响。由于在车辆侧倾时,方案 A 干涉转角具有减小不足转向的趋势,而方案 B 干涉转角增加不足转向趋势,故图 4-8 中,装用方案 A 的车辆在左、右两各方向的转弯过程中,其不足转向度均小于方案 B。其中,左转时方案 A 对不足转向的减小程度更为明显。

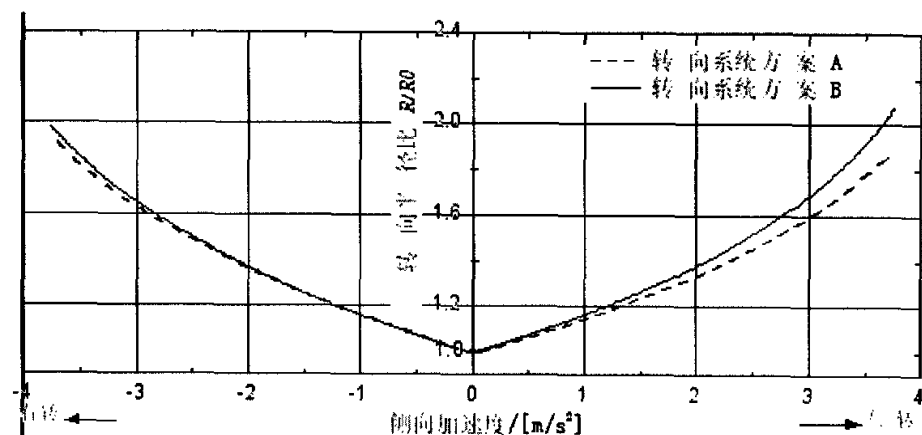


图 4-8 悬架、转向系统运动学特性对稳态转向特性的影响

3.3.2.3 中已经提出,在车辆直线制动时,悬架、转向系统方案 B 的干涉转向角明显小于方案 A。图 4-9、图 4-10 为两种匹配方案在整车状态、初速度 80km/h 直线制动的仿真结果。图 4-9 表明,该匹配转向系方案 A 的列车制动直线制动是已经超出 3.66m 宽的车道,其跑偏程度已不能满足 GB12676-1999 对制动稳定性

的要求。由图 4-10 a)、c)可知,在 4.8m/s^2 制动强度下,方案 A 牵引车质心的横向偏移量达 2.94m,而方案 B 只有 0.28m;由图 4-10 b)、d)可知,制动时方案 A 左、右转向轮转角达 0.77° 和 0.96° 是使方案 A 产生明显制动跑偏的主要原因。图 4-9、图 4-10 的计算结果证明,匹配方案 B 的车辆具有良好的直线制动稳定性。

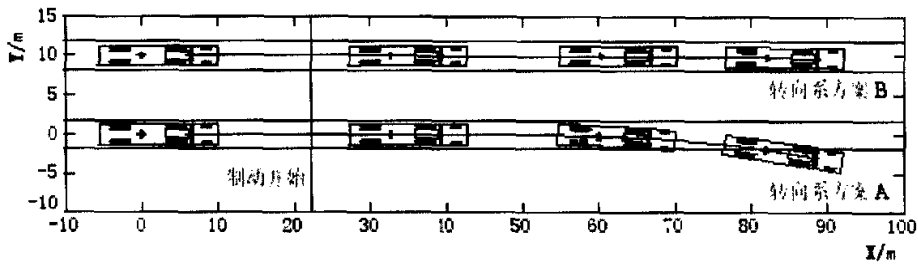


图 4-9 列车制动跑偏

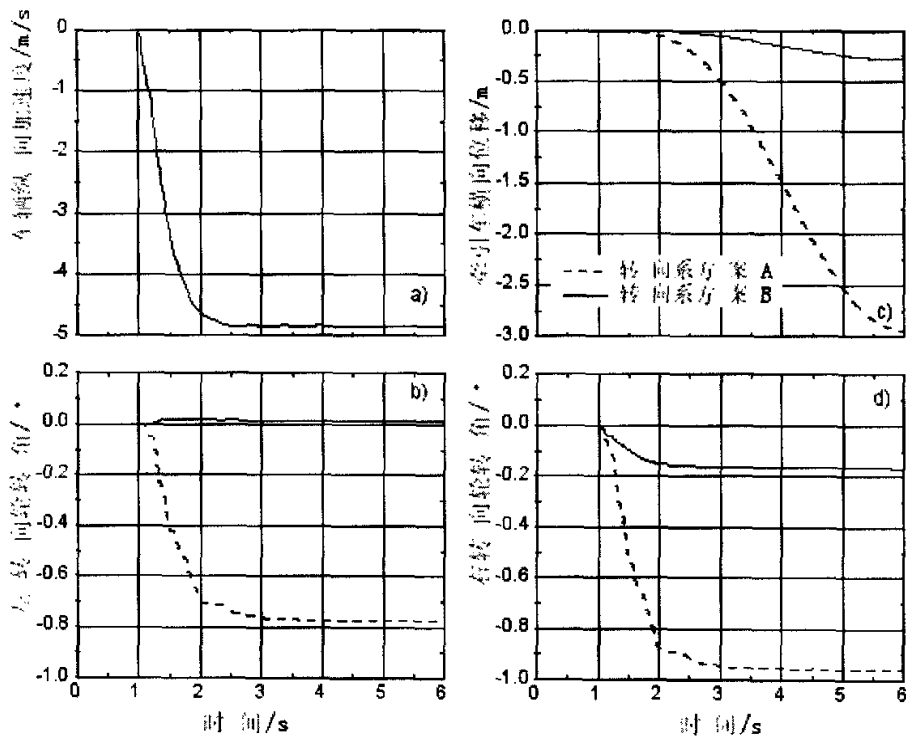


图 4-10 汽车列车直线制动

4.4 本章小结

综上所述,本章介绍了在转向系统的设计过程中动力转向器的选型方法,另外还针对第3章已经提到的动力转向器匹配及转向系统与悬架系统匹配问题做了进一步的研究,对重型汽车匹配两种动力转向器时车辆的转向盘力和力矩梯度进行了计算,并对第3章研究的两种转向系统、悬架系统匹配方案进行了整车性能的仿真研究。

研究表明,重型汽车匹配两种动力转向器时,用转向盘力矩梯度表征的行驶路感有明显差别,在较大侧向加速度下,匹配动力转向器B会使车辆的路感更强。两种动力转向器在整车上匹配的计算结果表明,转向器低油压区特性是影响车辆的转向路感的主要因素,在动力转向器选配及检验时,对动力转向器低油压区特性应给予专门的关注。两种转向系统、悬架系统匹配方案的整车性能仿真结果验证了第3章中对其性能的分析结论:匹配方案B对增加车辆不足转向的效果要好于方案A,匹配方案A的车辆在进行直线制动时会发生明显的制动跑偏。这说明,转向系统性能的分析对预防和控制整车上某些问题的发生具有积极的意义。

第 5 章 转向系统的动力学仿真

5.1 ADAMS 仿真软件的介绍

ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System)软件, 是由美国机械动力公司(Mechanical Dynamics Inc.)开发的最优秀的机械系统动态仿真软件, 是世界上最具有权威性的, 使用范围最广的机械系统动力学分析软件。工程师、设计人员利用 ADAMS 软件能够建立和测试虚拟样机, 实现在计算机上仿真分析复杂机械系统的运动学和动力学性能。

利用 ADAMS 软件, 用户可以快速、方便地创建完全参数化的机械系统几何模型。它可以有效地将三维实体模型及应用有限元 FEA(Finite Element Analysis)软件描述的零部件模态有机地结合起来, 准确地预测机械系统在虚拟实验室、虚拟场地上进行的各种模拟试验的性能。

ADAMS 软件具有以下几个特点:

- (1) 利用交互式图形环境和零件、约束、力库建立机械系统三维参数化模型。
- (2) 分析类型包括运动学、静力学和准静力学分析, 以及线性 and 非线性动力学分析, 包管刚体和柔性体分析。
- (3) 具有先进的数值分析技术和强有力的求解器, 使求解快速、准确。
- (4) 具有组装、分析和动态显示不同模型或同一个模型在某一个过程变化的能力, 提供多种“虚拟样机”方案。
- (5) 具有一个强大的函数库供用户自定义力和运动发生器。
- (6) 具有开放式结构, 允许用户集成自己的子程序。
- (7) 自动输出位移、速度、加速度和反作用力, 仿真结果显示为动画和曲线图形。
- (8) 可预测机械系统的性能、运动范围、碰撞、包装、峰值载荷和计算有限元的输入载荷。
- (9) 支持同大多数 CAD, FEA 和控制设计软件包之间的双向通讯。

ADAMS 作为一款虚拟样机技术专业软件其核心理论是多体系统动力学, 多体系统动力学是由多刚体系统动力学和多柔体系统动力学组成的。多刚体系统动力学的研究对象是由任意有限个刚体组成的系统, 刚体之间以某种形式的约束连接。研究这些系统的动力学需要建立非线性运动方程、能量表达式、运动学表达式以及其他一些量的公式。多柔体系统动力学的研究对象是由大量刚体和柔体组成的系统。

多刚体系统动力学主要解决多个刚体组成的系统动力学问题,各个构件之间可以有较大的相对运动。多柔体系统动力学可以看作是多刚体系统动力学的自然延伸。根据多柔体系统组成特点,一般以多刚体系统动力学的基础,对系统中柔性体进行不同的处理,在机械系统中常用的处理方法有离散法、模态分析法、形函数法和有限单元法等。将柔性体的分析结果与多刚体系统的研究方法相结合,最终得到系统的动力学方程(本课题中系统中各部件均假设为刚体,不作柔性假设)。

5.2 ADAMS 软件模块简介

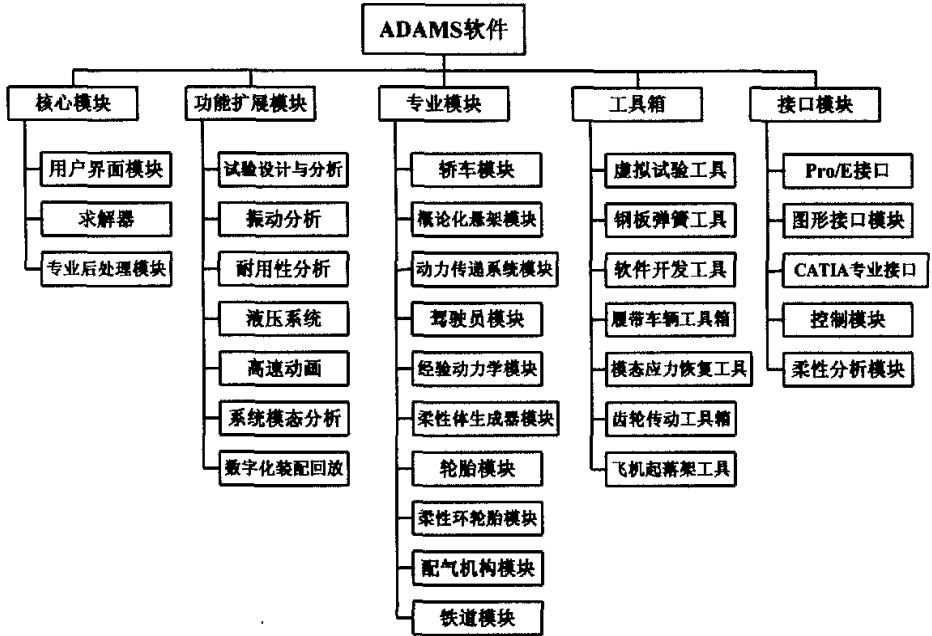


图 5-1 ADAMS 软件模块图

5.3 ADAMS 仿真软件的计算方法

5.3.1 广义坐标选择

动力学方程的求解速度很大程度上取决于广义坐标的选择。ADAMS 用刚体 i 的质心笛卡尔坐标和反映刚体方位的欧拉角(或广义欧拉角)作为广义坐标,即 $q_i = [x, y, z, \psi, \theta, \varphi]^T$, $q = [q_1^T, q_2^T, \dots, q_n^T]^T$ 。由于采用了不独立的广义坐标,系统动力学虽然是最大数量,但是却是高度稀疏耦合的微分代数方程,适用于稀疏矩阵的方法高效求解。

5.3.2 动力学方程的建立

ADAMS 程序采用拉格朗日乘子法建立系统运动方程:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T + \varphi_q^T \rho + \theta_{\dot{q}}^T \mu = Q$$

完整约束方程 $\varphi(q, t) = 0$

非完整约束方程 $\theta(q, \dot{q}, t) = 0$ (5-1)

式中: T ——系统动能;

q ——系统广义坐标列阵

Q ——广义力列阵;

ρ ——对应于完整约束的拉氏乘子列阵;

μ ——对应于非完整约束的拉氏乘子列阵。

5.3.3 动力学方程的求解

把(5-1)式写成更一般的形式:

$$F(q, u, \dot{u}, \lambda, t) = 0$$

$$G(u, \dot{q}) = u - \dot{q} = 0$$

$$\dot{\lambda}_{j+1} \Phi(q, t) = 0 \quad (5-2)$$

式中: $\dot{q}$, u ——广义速度列阵;

λ ——约束反力及作用力列阵;

F ——系统动力学微分方程及用户定义的微分方程(如用于控制的微分方程、非完整约束方程);

Φ ——描述约束的代数方程列阵。

如定义系统的状态矢量 $y = [q^T, u^T, \lambda^T]^T$, 式(5-2)可写成单一矩阵方程:

$$g(y, \dot{y}, t) = 0 \quad (5-3)$$

在进行动力学分析时, ADAMS 采用两种算法:

(1) 提供三种功能强大的变阶、变步长积分求解程序: GSTIFF 积分器、DSTIFF 积分器和 BDF 积分器来求解稀疏耦合的非线性微分代数方程, 这种方法适用于模拟刚性系统(特征值变化范围大的系统)

(2) 提供 ABAM 积分求解程序, 采用坐标分离算法来求解独立坐标的微分

方程，这种方法适于模拟特征值经历突变的系统或高频系统。

下面介绍微分—代数方程的求解算法：

用 Gear 预估—校正算法可以有效地求解式(5-2)所示的微分—代数方程。首先，根据当前时刻的系统状态矢量值，用 Taylor 级数预估下一时刻系统的状态矢量值：

$$y_{n+1} = y_n + \frac{\partial y_n}{\partial t} h + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 y_n}{\partial t^2} h^2 + \dots \quad (5-4)$$

其中，时间步长 $h = t_{n+1} - t_n$ 。

这种预估算法得到繁荣新时刻的系统状态矢量值通常不准确，式(5-2)右边项不等于零，可以由 Gear $k+1$ 阶积分求解程序(或其他向后差分积分程序)来校正。如果预估算法得到的新时刻的系统状态矢量值满足(5-2)，则可不必要进行校正。

$$y_{n+1} = -h\beta_0 \dot{y}_{n+1} + \sum_{i=1}^k \alpha_i y_{n-i+1} \quad (5-5)$$

式中： y_{n+1} —— $y(t)$ 在 $t = t_{n+1}$ 时的系数值；

β_0, α_i ——Gear 积分程序的系数值。

改写式(5-5)得：

$$\dot{y}_{n+1} = \frac{-1}{h\beta_0} [y_{n+1} - \sum_{i=1}^k \alpha_i y_{n-i+1}] \quad (5-6)$$

将整理式(5-2)在 $t = t_{n+1}$ 时刻展开，得：

$$F(q_{n+1}, u_{n+1}, \dot{u}_{n+1}, \lambda_{n+1}, t_{n+1}) = 0$$

$$G(u_{n+1}, q_{n+1}) = u_{n+1} - \dot{q}_{n+1} = u_{n+1} - \left(\frac{-1}{h\beta_0} \right) \left(q_{n+1} - \sum_{i=1}^k \alpha_i q_{n-i+1} \right) = 0 \quad (5-7)$$

$$\Phi(q_{n+1}, t_{n+1}) = 0$$

ADAMS 使用修正的 Newton—Raphson 程序求解上面的非线性方程，其迭代校正公式为：

$$F_j + \frac{\partial F}{\partial q} \Delta q_j + \frac{\partial F}{\partial u} \Delta u_j + \frac{\partial F}{\partial \lambda} \Delta \lambda_j = 0$$

$$G_j + \frac{\partial G}{\partial q} \Delta q_j + \frac{\partial G}{\partial u} \Delta u_j = 0 \quad (5-8)$$

$$\Phi_j + \frac{\partial \Phi}{\partial q} \Delta q_j = 0$$

其中, j 表示第 j 次迭代。

$$\Delta q_j = q_{j+1} - q_j, \quad \Delta u_j = u_{j+1} - u_j, \quad \Delta \lambda_j = \lambda_{j+1} - \lambda_j \quad (5-9)$$

由式(5-6)知:

$$\Delta \dot{u}_j = -\left(\frac{1}{h\beta_0}\right)\Delta u_j \quad (5-10)$$

由式(5-7)知:

$$\frac{\partial G}{\partial q} = \left(\frac{1}{h\beta_0}\right)I, \quad \frac{\partial G}{\partial u} = I \quad (5-11)$$

将式(5-10)和式(5-11)代入式(5-8), 得:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F}{\partial q} & \left(\frac{\partial F}{\partial u} - \frac{1}{h\beta_0} \frac{\partial F}{\partial \dot{u}}\right) & \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q}\right)^T \\ \left(\frac{1}{h\beta_0}\right)I & I & 0 \\ \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q}\right) & 0 & 0 \end{bmatrix}_j \begin{bmatrix} \Delta q \\ \Delta u \\ \Delta \lambda \end{bmatrix}_j = \begin{bmatrix} -F \\ -G \\ -\Phi \end{bmatrix}_j \quad (5-12)$$

式(5-12)左边的系数矩阵称系统的雅可比矩阵,

式中: $\frac{\partial F}{\partial q}$ ——系统刚度矩阵;

$\frac{\partial F}{\partial u}$ ——系统阻尼矩阵;

$\frac{\partial F}{\partial \dot{u}}$ ——系统质量矩阵。

通过分解系统雅可比矩阵(为了提高计算效率, ADAMS 采用符号方法分解矩阵)求解 Δq_j , Δu_j , $\Delta \lambda_j$, 计算出 q_{j+1} , u_{j+1} , λ_{j+1} , $\dot{q}_{j+1}$, $\dot{u}_{j+1}$, $\dot{\lambda}_{j+1}$, 重复上述迭代校正步骤, 直到满足收敛条件, 最后是积分误差控制步骤。如果预估值与校正值的差值小于规定的积分误差限, 接受该解, 进行下一时刻的求解。否则拒绝该解, 并减少积分步长, 重新进行预估—校正过程。

总之, 微分—代数方程的求解算法是重复预估、校正、进行误差控制的过程, 直到求解时间达到规定的模拟时间为止。

5.3.4 静力学分析、运动学分析、初始条件分析

5.3.4.1 静力学分析

对于上面的动力学分析过程,在进行静力学、准静力学分析时,分别设速度、加速度为零,得到如(5-13)式所示的静力学方程:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F}{\partial q} & \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right)^T \\ \frac{\partial \Phi}{\partial q} & 0 \end{bmatrix}_j \begin{Bmatrix} \Delta q \\ \Delta \lambda \end{Bmatrix}_j = \begin{Bmatrix} -F \\ -\Phi_j \end{Bmatrix} \quad (5-13)$$

5.3.4.2 运动学分析

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

$$\Phi(q, t_n) = 0 \quad (5-14)$$

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

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial q} \right|_j \Delta q_j = -\Phi(q_j, t_n) \quad (5-15)$$

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

t_n 时刻速度、加速度的确定,可由约束方程求一阶、二阶时间导数得到:

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right) \dot{q} = -\frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (5-16)$$

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right) \ddot{q} = -\left\{ \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} + \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^n \frac{\partial^2 \Phi}{\partial q_k \partial q_l} \dot{q}_k \dot{q}_l + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right) \dot{q} + \frac{\partial}{\partial q} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} \right) \dot{q} \right\} \quad (5-17)$$

t_n 时刻约束反力的确定,可由带乘子的拉格朗日方程得到:

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right)^T \lambda = \left\{ -\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) + \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T + Q \right\} \quad (5-18)$$

5.3.4.2 初始条件分析

在进行动力学、静力学分析之前,ADAMS 自动进行初始条件分析,以便在初始系统模型中各物体的坐标与各种运动学约束之间达成协调,这样可保证系统满足所有的约束条件。初始条件分析通过求解相应的位置、速度、加速度目标函数的最小值得到。

(1) 初始条件位置分析

定义相应的位置目标函数 L_0 为:

$$L_0 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n W_i (q_i - q_{0i})^2 + \sum_{j=1}^m \lambda_j^0 \Phi_j \quad (5-19)$$

式中: n ——系统总的广义坐标数;

m ——系统约束方程数;

Φ_j, λ_j^0 ——分别是约束方程及对应的拉氏乘子;

q_{0i} ——用户设定的准确的或近似的初始坐标值或程序设定的缺省坐标值;

W_i ——对应 q_{0i} 的加权系数。如果用户指定的 q_{0i} 是准确坐标值, W_i 取大值; 如果用户指定的 q_{0i} 是近似坐标值, W_i 取小值; 如果是程序设定的 q_{0i} 坐标值, 则 W_i 取零值。

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

$$\begin{cases} W_i(q_i - q_{0i}) + \sum_{j=1}^m \lambda_j^0 \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} = 0 \\ \Phi_j = 0 \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, m \quad (5-20)$$

对应的函数形式为:

$$f_i(q_k, \lambda_l^0) = 0, \quad g_j(q_k) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, n; l = 1, 2, \dots, m \quad (5-21)$$

其 Newton-Raphson 迭代公式为:

$$\begin{bmatrix} \left(W_i + \sum_{k=1}^n \sum_{j=1}^m \lambda_j^0 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial q_k \partial q_i} \right) & \sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \\ \sum_{k=1}^n \frac{\partial \Phi}{\partial q_k} & 0 \end{bmatrix}_p \begin{Bmatrix} \Delta q_k \\ \Delta \lambda_l^0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -W_i(q_{ip} - q_{0i}) - \sum_{j=1}^m \lambda_{j,p}^0 \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \\ -\Phi_j(q_{kp}) \end{Bmatrix} \quad (5-22)$$

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

(2) 初始条件速度分析

定义相应的速度目标函数 L_1 为:

$$L_1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n W_i'(\dot{q}_i - \dot{q}_{0i})^2 + \sum_{j=1}^m \lambda_j' \frac{d\Phi_j}{dt} \quad (5-23)$$

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

W_i' ——对应 $\dot{q}_{0i}$ 的加权系数;

$$\frac{d\Phi_j}{dt} = \sum_{k=1}^n \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} \dot{q}_k + \frac{\partial \Phi_j}{\partial t} = 0 \text{——速度约束方程;}$$

λ_j' ——对应速度约束方程的拉氏乘子。

L_1 取最小值时, 则由 $\frac{\partial L_1}{\partial \dot{q}_i} = 0$, $\frac{\partial L_1}{\partial \lambda'_j} = 0$ 得:

$$\begin{cases} \frac{\partial L_1}{\partial \dot{q}_i} = W'(\dot{q}_i - \dot{q}_{0i}) + \sum_{j=1}^m \lambda'_j \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial \dot{q}_i} \right) = 0 \\ \frac{\partial L_1}{\partial \lambda'_j} = \sum_{k=1}^n \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} \right) \dot{q}_k + \frac{\partial \Phi_j}{\partial t} = 0 \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, m \quad (5-24)$$

写成矩阵形式为:

$$\begin{bmatrix} W'_k & \sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} \\ \sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_k \\ \lambda'_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W'_k \dot{q}_{0k} \\ -\frac{\partial \Phi_j}{\partial t} \end{bmatrix} \quad k = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, m \quad (5-25)$$

上式是关于 $\dot{q}_k$, λ'_j 得线性方程, 系数矩阵只与位置有关, 且非零项已经分解(见式 5-22), 因此可以直接求解 $\dot{q}_k$, λ'_j 。

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

将矩阵形式的系统动力学方程写成分量形式:

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^n (m_{ik}(q_k)) \ddot{q}_k + \sum_{j=1}^m \lambda_j \frac{\partial \Phi_j}{\partial \dot{q}_i} = Q_i(q_k, \dot{q}_k, t) \\ \frac{d^2 \Phi_j}{dt^2} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \right) \ddot{q}_i - h_j(q_k, \dot{q}_k, t) = 0 \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, m \quad (5-26)$$

$$h_j = - \left\{ \frac{\partial^2 \Phi_j}{\partial t^2} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \right) \dot{q}_i + \sum_{i=1}^n \frac{\partial}{\partial q_i} \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial t} \right) \dot{q}_i + \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m \left(\frac{\partial^2 \Phi_j}{\partial q_k \partial q_i} \right) \dot{q}_k \dot{q}_i \right\}$$

将其写成矩阵形式为:

$$\begin{bmatrix} \sum_{k=1}^n m_{ik}(q_k) & \sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \\ \sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_k \\ \lambda_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_i \\ h_j \end{bmatrix} \quad i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, m \quad (5-27)$$

上式中的非零项已经分解, 见式(5-22)和(5-25), 因此, 可以求解 $\ddot{q}_k$ 和 λ_j 。

5.4 仿真模型的建立

建立仿真模型是将汽车系统作一定程度的简化, 使之以数学模型的形式

来体现。对模型作适当的简化,也有利于提高计算速度和抓住问题的本质。本节利用 ADAMS/Car 分别建立前后悬架、转向系、发动机和轮胎等子系统模型,并最终建立整车的仿真模型。

在 ADAMS/Car 下建立一个典型整车系统的动力学仿真模型,大致可分为以下几个步骤:

- (1) 整车各子系统的分解及运动学动力学抽象,构建各子系统的拓扑图。
- (2) 模板是整个模型中最基本的模块,然而模板又是整个建模过程中最重要的部分。在 template builder 下建立各子系统的 template 文件,定义子系统之间的 communicator,此时只需知道子系统的拓扑结构而无需知道子系统的详细参数。
- (3) 获取各子系统的几何定位参数、物理参数和力学参数。
- (4) 在 Standard 下建立各子系统相应 template 的 subsystem 文件,并代入子系统的参数特征。
- (5) 在 Standard 下建立整车的 assembly 文件,组装各子系统模型组成整车系统模型。
- (6) 针对整车研究的不同方面,填写不同工况的仿真文件进行整车操纵稳定性仿真。
- (7) 仿真计算结果的加工和后处理。

在建立多体模型时,坐标系的选择对所建模型的复杂程度及方程求解的难易程度起到很大的作用。本文在建模时采用 ISO 坐标制。以整车前悬架总成的参考系为坐标,即坐标原点为前轮轮心连线的中点,X 轴指向汽车行驶的正前方,Y 轴指向汽车的左侧,Z 轴垂直指向上方。

5.4.1 新车型的结构分析

新车型为 6×4 三轴、平头前翻式半挂汽车,其部分技术参数列表 5-1 所示:

表 5-1 新车型部分技术参数

技术参数		数值
外廓尺寸[长/宽/高], (mm)		9896/2495/3177
轴距 (mm)		4325+1350
轮距	前轮距 (mm)	1939
	后轮距 (mm)	1800
前悬 (mm)		1588
后悬 (mm)		2633
汽车整备质量 (kg)		11120
额定载质量 (kg)		12240+4 人 (12500)
轴荷分配	前轴荷 (kg)	4760
	中后轴荷 (kg)	6360

5.4.2 转向系统模型的建立

图 5-2 是简化的转向系刚性铰链连接模型。转向系模型采用循环球式转向机构, 包括转向盘、转向柱壳、转向柱、转向中间轴、转向传动轴、转向摇臂、转向器、转向直拉杆、转向节臂。整个转向系共有 9 个物体, 13 个铰链约束, 见表 5-2。

表 5-2 转向系模型的铰链类型与数目

铰链名称	铰链约束的自由度(DOF)		约束铰链数目
	平动	转动	
固定铰链	3	3	2
转动铰链	3	2	3
平动铰链	2	3	1
万向节铰链	3	1	2
耦合	1	0	1
圆柱铰链	2	2	2
球铰链	0	3	1

转向系共有约束数目为:

$$m = 2 \times 6 + 3 \times 5 + 1 \times 5 + 2 \times 4 + 1 \times 2 + 2 \times 4 + 1 \times 3 = 53$$

转向系的自由度 K 为:

$$K = 6 \times 9 - m = 54 - m = 1$$

即: 转向系只有一个自由度——方向盘的转动。

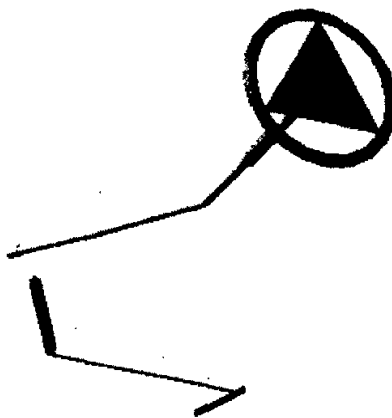


图 5-2 转向系模型

5.4.3 横向稳定杆模型的建立

横向稳定杆常用来提高悬架的侧倾角刚度或是调整前后悬架侧倾角刚度的

比值作为刚体模型时，如图 5-3 所示。横向稳定杆被分为左右对称的两段，并在稳定杆的中间对称剖面位置以扭转弹簧相连。横向稳定杆采用两根断开轴中间通过转动铰连接，并在转动铰链上施加扭转力进行简化建模，其扭转力为：

$$F = K(\varphi - \varphi_0)$$

式中：K——横向稳定杆扭转刚度；

φ ——转动铰链运动角度；

φ_0 ——初始扭转角度。

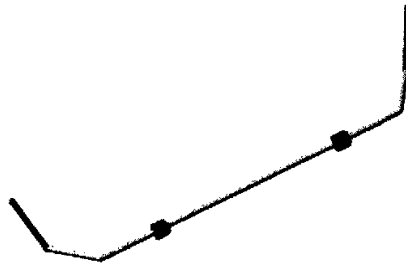


图 5-3 横向稳定杆模型

5.4.4 减振器模型的建立

减振器是悬架系统的主要阻尼元件，与弹性元件并联安装，车轮与车身间的相对振动，主要是通过减振器衰减的，即由于悬架匹配了适当的阻尼车身的自由振动被迅速衰减，车身的强迫振动会受到抑制。减振器的阻尼特性一般从试验获得的示功图得出，如图 5-4 所示。

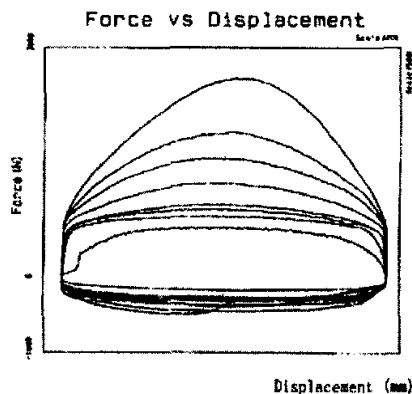


图 5-4 减振器示功图

在 ADAMS/CAR 中建立减振器模型时，首先建立一个用户自定义的减振器文件，然后利用属性对话框进行修改，可以直接在速度-力曲线上直接拖改，也

可以通过参数列表进行准确的定义，最终自动进行拟合得到满意的非线性曲线。

5.4.5 轮胎模型的建立

轮胎的影响对汽车的操纵稳定性至关重要，因为前后轮胎的侧偏刚度是影响汽车操纵稳定性的重要因素，前后轮胎侧偏刚度的匹配，直接决定稳定性因数的大小，即决定汽车是具有不足转向、或中性转向、还是过度转向。因此，具有合适的轮胎模型是十分必要的。

重型汽车轮胎由于其使用环境为负荷大，具有一定速度且连续行驶，与低速载重量大的叉车胎以及高速低载荷的轿车胎相比，在设计时更应考虑其综合性能，其参数的选取及材料选择也有较大的差异。考虑到载重轮胎的耐磨性，可适当增大行驶面的宽度，以增大轮胎与地面的接触面积，从而降低整个接地面的平均压强。然后通过静负荷印痕应力分析，调整胎冠充气弧度，以使接地应力平均，从而降低异常磨损的发生。另外根据对面和使用环境不同，可选择不同的结构和花纹，如在良好的路面上使用时可选择纵向花纹的子午线轮胎。在恶劣路面上使用时可选择横向花纹的斜交轮胎，若在混合路面上使用时可选择混合花纹的轮胎。车辆运动依赖于轮胎所受的力，如纵向制动力和驱动力、侧向力和侧倾力、回正力矩和侧翻力矩等。所有这些力都是滑转率、侧偏角、外倾角、垂直载荷、道路摩擦系数和车辆运动速度的函数，如何有效地表达这种函数关系，即建立精确的轮胎动力学数学模型，将直接影响本课题仿真分析的精度。

在参考同类车型和厂家提供的部分实验数据的基础上，这里采用被普遍采用的 Fiala 轮胎模型，胎压为 670kpa。轮胎模型的有关参数如表 5-3 所示。

表 5-3 轮胎模型的有关参数

参数名称	轮胎参数
车轮自由半径(R1)[mm]	632
胎体半径(R2)[mm]	187.5
径向刚度(CN)[N/mm]	920
纵向滑移刚度(CSLIP)[N]	1200
侧偏刚度(CALPHA)[N/Rad]	1000
外倾刚度(CGAMMA)[N/Rad]	111.13
滚动阻力偶臂(CRR)[mm]	75
径向阻尼比(RDR)	0.08
车轮无滑动时的摩擦系数(U ₀)	0.95
车轮有滑动时的摩擦系数(U ₁)	0.85

将编制的特性文件赋予所选择的轮胎，生成的轮胎模型如图 5-5 所示。

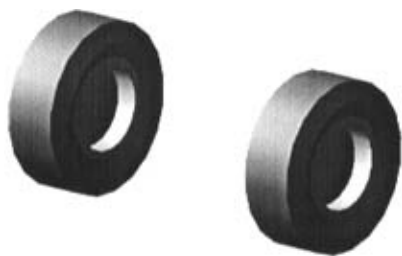


图 5-5 轮胎模型

5.4.6 整体转向系统模型的建立

将上述各种子系统模型在 ADAMS/Car Standard 模块下通过各子系统相应的通讯接口进行装配连接，装配时应注意定义与各个子系统之间的正确连接关系，即可得到整体转向系的仿真模型。图 5-6 为装配连接后的整体转向系统 ADAMS 模型。

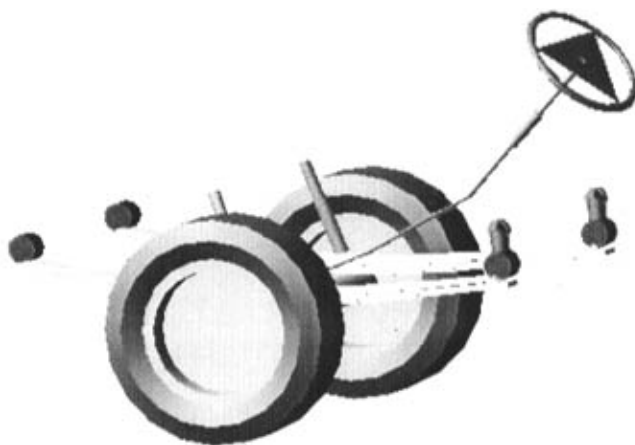


图 5-6 整体转向系统模型

5.5 操纵稳定性动力学仿真

汽车的操纵稳定性是指在驾驶者不感到过分紧张疲劳的条件下，汽车能遵循驾驶者通过转向系及转向车轮给定的方向行驶，且当遭遇外界干扰时，汽车能抵

抗干扰而保持稳定行驶的能力。

通过采用二自由度汽车模型分析汽车的稳态、瞬态相应,可知稳定性系数 K 是决定汽车响应的一个重要参数。而式 $K = \frac{1}{a_y L} (\alpha_1 - \alpha_2)$ 表明, K 的数值与稳态时前、后轮侧倾角的绝对值有关。而式表明, K 的数值与稳态时前、后轮侧倾角的绝对值有关。因此,稳态时的前、后轮侧偏角绝对值 α_1 、 α_2 是与汽车响应密切相关的汽车运动学参数。

5.5.1 车轮跳动产生的转向角、轮距变化量

车轮前束角(toe_angle)相对于车轮高度(wheel_height)的曲线如图 5-7 所示。

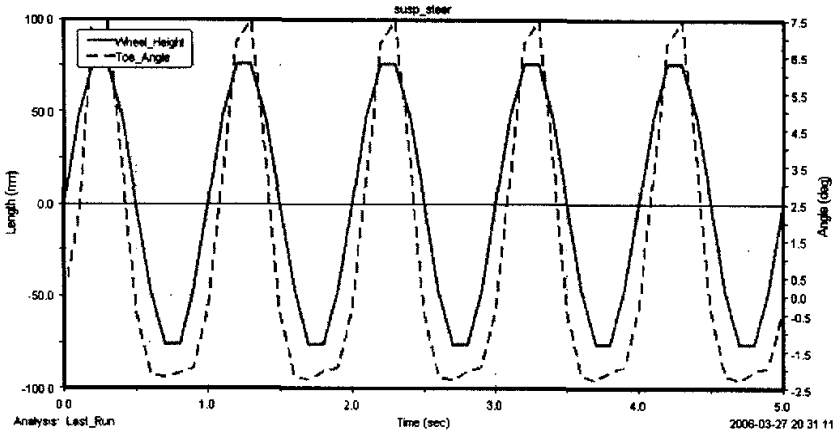


图 5-7 车轮前束角相对于车轮高度的曲线

在车轮跳动过程中,方向盘固定,由于转向拉杆的作用,左右车轮会产生绕主销的转动,从而使左右车轮产生转向角。一般要求将该转角控制在一定的范围内,否则汽车的操纵稳定性将会变坏,而且轮胎的磨损也会加剧。

车轮跳动时,车轮绕瞬时中心摆动,左右轮之间的距离必然产生变化。轮距的变化一方面影响汽车的直行稳定性以及汽车的操纵稳定性;另一方面,由于轮胎的横向滑移,导致轮胎的磨损,降低了轮胎的特性及使用寿命。所以设计时应尽可能地降低跳动时的轮距变化。根据图 5-7 可以看出该新车型的转向系统的转向角、轮距变化量是可行的。

5.5.2 转向回正性能仿真分析

转向回正试验是用来识别汽车动态特性的一种方法,具体的仿真方法是使整车以试验车速沿直线行驶,移动转向盘使汽车侧向加速度达到一定值,待稳定后突然释放转向盘的约束(模拟松开转向盘的工作),记录释放后的响应情况。试验分为低速回正和高速回正两种试验。对于最高车速超过 100 Km/h 的汽车,要进行高速回正性能试验,试验车速按被试汽车最高车速的 70%并四舍五入为 10 的整数倍进行。仿真分析通过车速和侧向加速度两个变量来控制。侧向加速度设定为 0.2g。仿真结果见图 5-8、图 5-9 和图 5-10 所示。

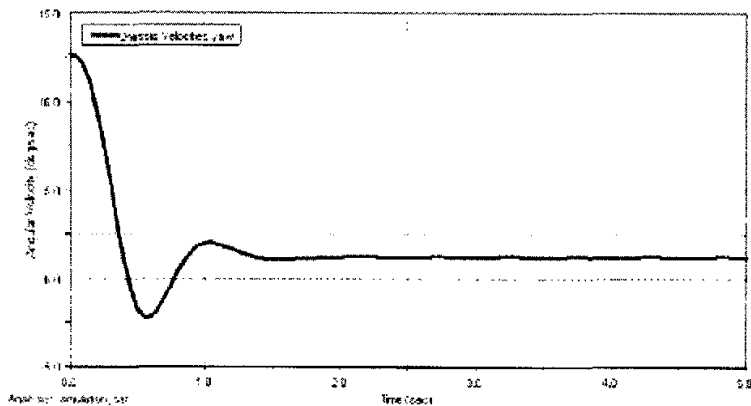


图 5-8 低速回正试验横摆角速度响应曲线

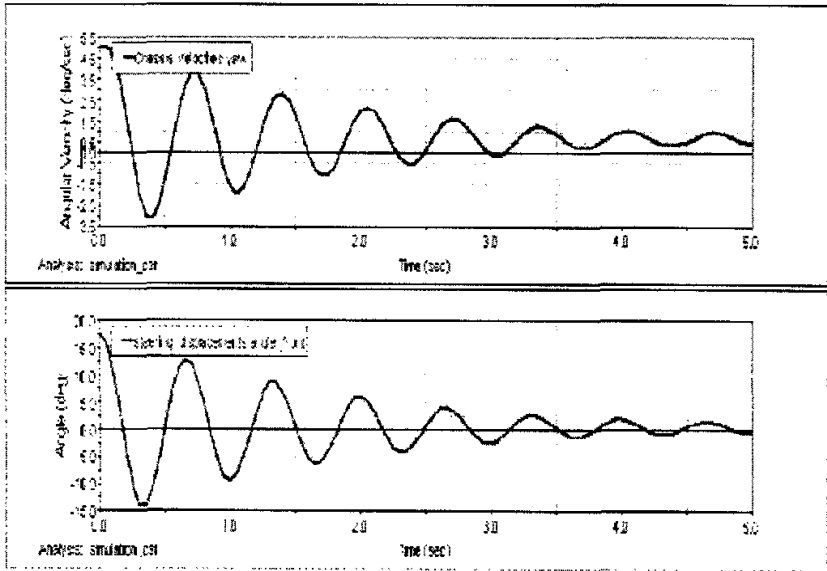


图 5-9 高速回正仿真试验(上为横摆角速度,下为转向盘转角,车速 90Km/h)

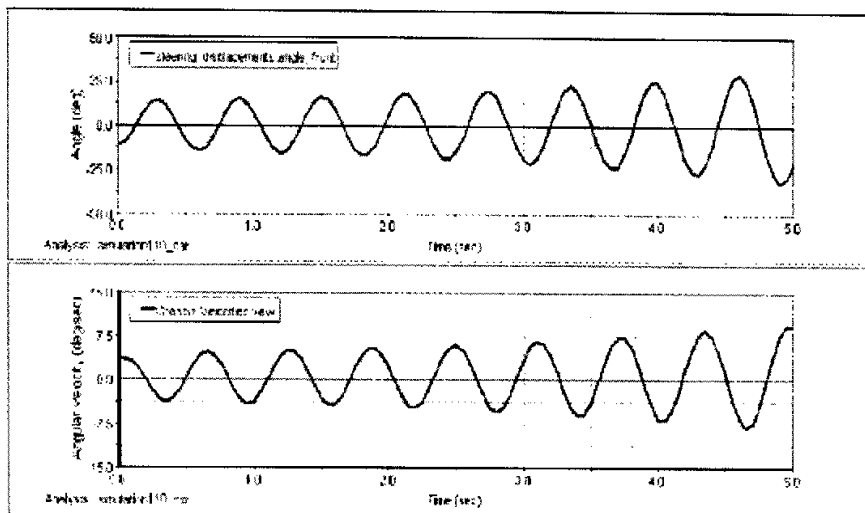


图 5-10 高速回正仿真试验(上为转向盘转角, 下为横摆角速度, 车速 110Km/h)

从图 5-10 可以看出, 仿真车速为 110Km/h 时方向盘转角和横摆角度开始发散。高速回正仿真试验时, 横摆角速度收敛车速 $\leq 110\text{km/h}$, 车速为 110km/h 时为前轮角阶跃输入下的临界车速, 当车速大于 110km/h 后, 横摆角速度是发散的, 此时汽车将失去稳定性。由以上的仿真结果可以看出新车型的转向回正仿真结果较好, 评价结果符合 QC/T480—1999《汽车操纵稳定性指标限值与评价方法》的要求。根据高速回正的仿真结果, 汽车横摆角速度波动时的固有频率为 1.25Hz, 符合高速汽车设计理论, 说明该新车型的转向系统的操纵稳定性是符合要求的。

5.6 本章小结

本章首先介绍了 ADAMS 仿真软件的特点和功能, 综述了利用 ADAMS/Car 模块进行动力学仿真分析的理论基础和分析过程。建立了整体的转向系统模型, 对转向系统进行运动学动力学仿真, 分析了车轮前束角相对于车轮高度的曲线、车轮跳动产生的转向角、轮距的变化情况以及转向回正性能, 并在此基础上对转向系统进行了初步评价。

全文总结

本文以重型载货汽车为研究对象,通过对转向系统结构的技术分析和转向性能的评价进行了阐述,研究了转向系统运动学特性计算分析方法、动力转向器匹配计算方法、悬架转向系统运动协调性计算分析方法等。还介绍了在转向系统的设计过程中动力转向器的选型方法,并建立整体的转向系统模型,进行了运动学动力学仿真分析和评价。

本文的主要结论可归纳为以下几点:

(1) 在对转向系统的研究中,针对重型汽车转向系统的结构特点建立了精细的计算模型,计算结果可用于不同设计方案的性能对比分析。针对车辆原地转向性能的分析中考虑了转向系统主销处的摩擦力、轮胎原地转向阻力矩、动力转向器静特性及效率等方面试验结果。以试验数据为基础的计算分析保障了系统性能分析结果的可靠性。

(2) 本文两种动力转向器匹配于整车的转向路感仿真结果表明,动力转向器低油压区的特性对转向路感有明显影响,在动力转向器匹配及检验时,不紧要关注高油压区的输入力的对称性,同时也要针对车辆要求仔细研究低油压区油压随输入力矩的变化特性。

(3) 建立了重型载货汽车转向系统性能分析模型,并将轮胎原地转向阻力矩及动力转向器的效率试验结果应用于原地转向性能的计算分析。进行了动力转向器特性对转向路感影响,针对转向系统性能的整车稳态转向特性及直线制动稳定性仿真结果表明,转向系统环节的性能分析与控制对保障整车性能有重要意义。

(4) 建立了整体的转向系统模型,并充分考虑减振器阻尼的非线性特性、轮胎的阻尼和刚度,使模型更接近于汽车的实际工况。通过对转向系统进行运动学动力学仿真分析,并在此基础上对转向系统的操纵稳定性作出了评价。

由于本人专业水平有限和时间仓促,研究中难免存在一些不完善之处。在当前工作的基础上,今后可以在以下几个方面继续展开工作:

(1) 进一步完善转向系统的结构,充分考虑车架、车身等总成的柔性,建立整车的刚柔耦合的多体动力学模型,使计算结果更加符合实际。

(2) 充分考虑汽车中各部件的连接特点,在现有的运动约束的基础上考虑连接处的摩擦和橡胶件对转向系统的影响。

(3) 综合考虑车轮质量、簧载质量、悬挂质量分配系数等引起偏差的各种因素,在计算结果和试验结果对比的基础上进行修正和校核。

因素,在计算结果和试验结果对比的基础上进行修正和校核。

参考文献

- [1] 陈家瑞. 汽车构造(上、下册). 北京: 人民交通出版社, 2002 年 8 月
- [2] 余志生. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 2001 年 6 月
- [3] 刘惟信. 汽车设计. 清华大学出版社, 2001 年 7 月
- [4] 邓楚南. 轿车构造. 北京: 人民交通出版社, 1999
- [5] 汽车工程手册编委会. 汽车工程手册—设计篇. 北京: 人民交通出版社, 2001
- [6] 汽车工程手册编委会. 汽车工程手册—试验篇. 北京: 人民交通出版社, 2001
- [7] 机械工程手册编委会. 机械工程手册—第二卷. 北京: 机械工业出版社, 1982
- [8] GB 1589-2004, 道路车辆外廓尺寸、轴荷及质量限值
- [9] GB 7258-2004, 机动车运行安全技术条件
- [10] QC/T 530-2000, 汽车动力转向器总成技术条件
- [11] 季学武. 动力转向系统的发展与节能. 世界汽车, 2001, 10
- [12] 姜丰, 洪岩, 王铁光, 贾书息. 半挂汽车列车高速行驶转弯制动特性分析. 东北大学学报(自然科学版), 1998, 12
- [13] 傅维舟, 李茂盛. 中型载货汽车上应用动力转向的探讨. 辽宁汽车, 1997, 2
- [14] 周俊龙. 动力转向器瞬态响应性能评价与分析. 辽宁汽车, 1998, 6
- [15] 洪家锦, 倪国良, 施振邦, 俞卯君. 车辆液压动力转向器动态优化设计分析. 华东交通大学学报, 1998, 4
- [16] 徐梁征, 肖成永等. 汽车列车系统稳定性分析及控制系统仿真. 计算机仿真, 2003, 12
- [17] 洪嘉振. 计算多体系统动力学. 高等教育出版社, 1999
- [18] 丁礼灯, 杨家军, 刘照, 廖道训等. 汽车动力转向器转向力矩的分析与计算. 三峡大学学报(自然科学版), 2001, 3
- [19] 许洪国, 关志伟, 刘宏飞. 转向盘转角阶跃输入下半挂汽车列车操纵稳定性仿真分析. 公路交通科技, 2004, 8
- [20] 余路. 基于 ADAMS 的电动助力转向系统的建模与仿真. 武汉理工大学硕士学位论文, 2005, 6
- [21] 张昕. 电动助力转向助力特性的仿真分析. 吉林大学硕士学位论文, 2003, 6
- [22] 蔡英武. 线控转向系统参数与整车匹配设计的研究. 吉林大学硕士学位论文, 2005, 6
- [23] 张昌华. 电动助力转向系统的研究与设计. 武汉理工大学硕士学位论文, 2004, 6
- [24] 黄朝胜. 重型载货汽车底盘性能设计参数控制研究. 吉林大学博士学位论文, 2005, 6
- [25] 催胜民等. 汽车操纵动力学十八自由度模型仿真研究. 汽车工程, 1998, 4
- [26] 郭孔辉等. 稳态条件下用于车辆动力学分析的轮胎模型. 汽车工程, 1998, 3
- [27] 宋晓琳, 徐成, 殷其华. 汽车转向器总成性能试验数据处理系统. 汽车科技, 2002, 5
- [28] 季学武. 动力转向系统的发展与节能. 世界汽车, 2001, 10

- [29]马玉坤, 贾策, 栾延龙, 胡治国. ADAMS 软件及其在汽车动力学仿真分析中的应用. 重庆交通学院学报, 2004, 8
- [30]管欣, 张威, 林柏忠. 车辆实时动态仿真模型的研究. 江苏大学学报, 2004, 5
- [31]郑建荣编著. ADAMS——虚拟样机技术入门与提高. 机械工业出版社, 2001, 11
- [32]李军等编著. ADAMS 实例教程. 北京理工大学出版社, 2002, 7
- [33]陈丽, 唐新蓬, 钱留华. 基于 ADAMS 的电动助力转向系统仿真分析. 机械与电子, 2004, 4
- [34](加)唐.诺里斯, (美)杰克.尔贾维克. 悬架系统及转向系统. 长春: 吉林科学技术出版社, 1998, 8
- [35]茅旭初, 丁国清. 汽车动力转向器的测试方法. 电子技术应用, 1999, 9
- [36]郭孔辉. 汽车操纵动力学. 吉林科学技术出版社, 1991
- [37]张洪欣. 汽车系统动力学. 同济大学出版社, 1996
- [38]邱峰. 汽车转向系统的发展趋势与关键技术. 轻型汽车技术, 2001, 5
- [39]雷良育, 施晓芳, 张青. 汽车转向器综合性能测试控制台. 自动化与仪表, 2001, 3
- [40]何渝生. 汽车电子技术及控制系统. 北京: 国防工业出版社, 1997
- [41]冯渊. 汽车电子控制技术. 北京: 机械工业出版社, 1998, 12
- [42]张越今. 车多刚体动力学及计算机仿真. 长春: 吉林科学技术出版社, 1998
- [43]王国强等编著. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的实践. 西北工业大学出版社, 2001
- [44]Makoto Sato. Steering Control. Automotive Electronics Handbook (2nd).
- [45]J.I-Rau, W.I-Callahan. Automatic Electronic Steering----A new Approach. TRW Ross Gear.
- [46]Iqbal Husain, Mohammad S Islam. Design, Modeling and Simulation of an Electric Vehicle System
- [47]Improvement in Driver-Vehicle System Performance by Varying Steering Gain with Vehicle Speed and Steering Angel: VGS (Variable Gear-Ratio Steering System).
- [48]J.S. Chen. Control of Electric Power Steering systems. Hermes Technologies, Taiwan.
- [49]S. Kumar, D. Kumar, M.L. Dougherty, Sr. Active Reduction of Pressure Ripple in Power Steering Systems. Fluid System Products Group, DANA Corp.
- [50]Haug E J. Concurrent engineering rools and Technologies for Mechanical system design Springer Verlag, Heidebery, New York, 1993
- [51]Gary J. Heydinger, W. Riley Garrott, Jeffrey P. Chrstos, Dennis A. Guenther, A methodology for Validating Vehicle Dynamics Simulations.
- [52]Thomas D. Gillespie, Michael W. Sayers. A Multibody Approach with Graphical User Interface for Simulating Truck Dynamics.
- [53]Masahiko Hurishige, Takayuki Kifuku, Noriyuki Inoue. A Control Strategy to Reduce Steering Torque for Stationary Vehicles Equipped With EPS. Mitsubishi Electric Cop.
- [54]Yasuki Ishikawa. A Motor-Drive System Design That Takes Into Account. EV Characteristics, Nissan Motor Co., Ltd.

致 谢

本学位论文是在导师邓楚南教授的精心指导下完成的。在攻读硕士研究生的三年时间里，邓老师以其渊博的学识、严谨的治学态度、诲人不倦的学者风范和对工作和事业饱满的热情深深地影响着我、感染着我，使我受益终生；同时为我的学习和研究工作提供了各种有利的条件，使我能够不断取得学业上的进步和学术水平上的提高。在此，向邓老师表示由衷的感谢和诚挚的敬意。

同时论文的完成也离不开汽车学院老师和同学的指导和帮助。衷心感谢乐玉汉老师和何天明老师、吴业森教授和钟诗清教授，在我做论文期间，他们给予了很多指导和帮助。感谢饶剑、隗寒冰等同学，他们在我撰写论文期间给予了很多帮助和启示。感谢所有关心和帮助过我的老师、同学和朋友们。

最后我要特别感谢我的父母，他们在我这么多年的求学生涯中，给予我生活上无微不至的关心和精神上莫大的支持与鼓励，使我顺利完成了学业，他们是我奋斗的不竭动力！

王 军

2006 年 4 月于理工大