

# 武汉理工大学

( 申请工学硕士学位论文 )

## 重型汽车传动系统结构

### 分析与优化设计

培养单位：汽车工程学院

学科专业：车辆工程

研究生：杨波

指导老师：邓楚南教授/乐玉汉副教授

2006 年 4 月

分类号 \_\_\_\_\_  
UDC \_\_\_\_\_

密 级 \_\_\_\_\_  
学校代码 10 \_\_\_\_\_

# 武汉理工大学

## 学 位 论 文

题 目 重型汽车传动系统结构分析与优化设计  
英文题目 Structure Analysis and Optimization Design of the  
Power-train of Heavy-duty Vehicle

研究生姓名 杨 波

指导教师 姓名 邓楚南 职称 教 授

姓名 乐玉汉 职称 副教授

单位名称 汽车工程学院 邮编 430070

申请学位级别 工学硕士 学科专业名称 车辆工程

论文提交日期 2006 年 4 月 论文答辩日期 2006 年 5 月

学位授予单位 武汉理工大学 日期 2006 年 5 月

答辩委员会主席 \_\_\_\_\_ 评阅人 \_\_\_\_\_

2006 年 4 月

## 摘要

本文首先概述了汽车的传动系统,提出了汽车动力性和燃油经济性的评价指标,并介绍了汽车传动系统与动力性和燃油经济性之间的关系,还总结了汽车动力性燃油经济性的综合评价体系。

然后对项目中的重型汽车传动系统进行了结构分析和参数匹配,提出使用电子控制机械式变速器取代原有的手动机械式变速器,通过传感器监测汽车的各项参数,微电脑对节气门开度、离合器接合及换档进行控制,以实现最佳匹配,从而获得良好的行驶性能、平稳的起步性能和迅速的换档能力,使其更好地符合动力性和燃油经济性要求。

接着在分析、借鉴现有研究成果的基础上,建立了汽车动力传动系统中属于动力传递过程的各个相关子系统的数学模型,对汽车动力传递的物理过程进行更为精确的描述。

在基于优化设计的理论,以汽车的燃油经济性为目标函数,以动力性能为约束条件,提出了汽车传动系参数的优化设计方法,利用复合形法进行求解。

最后利用 Matlab 软件为开发工具,编制出了汽车传动系参数优化程序,以 Matlab/GUI 为界面开发工具进行了界面开发,建立了人机交互界面。该程序除具有优化传动系参数的功能外,还能对汽车的动力性能和燃料经济性能进行单独计算。以项目中重型载重汽车为实例,对其各项性能指标进行了模拟计算,并对传动系参数进行了优化,就程序的实用性和可靠性进行了检验。

**关键词：**传动系统，动力性，燃油经济性，结构分析，优化设计

## Abstract

The paper summarizes the automotive power-train at first, brings forward the appraisable index of power performance and fuel economy and analyses their relation, sums up the integrated appraisable system of them.

Then makes the structure analysis and parameter matching for the power-train of the heavy-duty vehicle in the item, brings forward making use of the AMT (Automatic Mechanical Transmission) instead of the MT (Mechanical Transmission), monitors all kinds of work status by sensors, with the microcomputer controlling the valve clearance, the joint of the clutch and shift, to achieve the best matching, accordingly get the advanced drive performance, balanced start performance and rapid shift ability, make it better accord with the require of power performance and fuel economy.

Based on the existing research production, sets up the math model of each subsystem which belongs to the power transfer course in the automotive drive line, makes an exact description for the power transfer course.

Based on the optimization design theory, makes the automotive fuel economy as the aim function, makes the power performance as the restriction condition, puts forward the optimization design method of the automotive power-train parameters, and solves it with complex algorithm.

At last makes use of Matlab as a tool working out the automotive power-train parameters optimization program. It uses the Matlab/GUI as a interface tool, sets up a interface of mutual communication between man and machine. Besides the power-train parameters optimization, the program can calculate the power performance and fuel economy solely. Making the sample as a example, checks up the practicability and reliability of the program.

**Keywords: power-train, power performance and fuel economy, structure analysis, optimization design**

# 目 录

目 录.....	1
第一章 绪 论.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 与本课题相关的国内外现状.....	2
1.2.1 重型汽车的发展现状.....	2
1.2.2 重型汽车的发展趋势.....	3
1.2.3 本课题的研究现状.....	4
1.3 课题来源.....	5
1.4 课题研究的主要内容.....	6
第二章 汽车传动系统与动力性和经济性之间的关系.....	6
2.1 传动系概述.....	7
2.1.1 传动系的基本功用与组成.....	7
2.1.2 机械式传动系的布置方案.....	10
2.1.3 液力式传动系.....	10
2.1.4 电力式传动系.....	12
2.2 汽车动力性燃油经济性的评价指标.....	13
2.2.1 汽车动力性的评价指标.....	13
2.2.3 汽车燃油经济性的评价指标.....	14
2.2.4 汽车动力性燃油经济性的综合评价指标.....	14
第三章 传动系结构分析与参数选择.....	15
3.1 传动系统的结构形式.....	16
3.1.1 离合器.....	16
3.1.1.1 离合器的功用.....	16
3.1.1.2 离合器的分类.....	17
3.1.1.3 本车采用的离合器结构型式.....	17
3.1.1.4 离合器的操纵机构.....	18
3.1.2 变速器.....	18
3.1.2.1 变速器的功用和组成.....	18
3.1.2.2 变速器的类型.....	19
3.1.2.3 本车采用的变速器类型.....	20
3.1.2.4 变速器操纵机构.....	21
3.1.3 万向传动装置.....	21

3.1.3.1 万向节.....	22
3.1.3.2 传动轴.....	23
3.1.4 驱动桥.....	23
3.1.4.1 主减速器.....	24
3.1.4.2 差速器.....	25
3.1.4.3 半轴.....	26
3.1.4.4 桥壳.....	26
3.2 汽车动力传动装置参数的选择.....	27
3.2.1 最小传动比的选择.....	27
3.2.2 最大传动比的选择.....	28
3.2.3 传动系档数与各档传动比的选择.....	28
3.3 电子控制机械式自动变速器.....	29
3.3.1 离合器的自动控制.....	31
3.3.1.1 主要影响因数.....	31
3.3.1.2 最佳接合规律.....	32
3.3.2 变速器换档及发动机供油的控制.....	32
3.3.2.1 变速器换档自动控制.....	32
3.3.2.2 发动机节气门开度的自动控制.....	33
3.3.3 电子控制单元控制功能.....	33
3.3.3.1 变速控制.....	33
3.3.3.2 离合器控制.....	34
3.3.3.3 发动机节气门控制.....	34
3.4 本章小结.....	34
第四章 汽车传动系统的建模及分析.....	35
4.1 特性转换装置.....	36
4.1.1 离合器.....	36
4.1.1.1 油门开度的变化.....	37
4.1.1.2 踏板行程的变化.....	38
4.1.2 变速器.....	39
4.2 换档特性.....	39
4.3 传动系效率的数学模型.....	42
4.4 多刚体模型.....	43
4.5 本章小结.....	45
第五章 汽车传动系的优化设计.....	46

5.1 概述.....	46
5.1.1 主减速器传动比的影响.....	46
5.1.2 变速器的影响.....	46
5.1.3 汽车燃油消耗量的确定.....	47
5.2 优化设计.....	48
5.2.1 确定设计变量.....	48
5.2.2 建立目标函数.....	48
5.2.3 建立约束条件.....	48
5.3 求解过程.....	49
5.4 传动系参数优化程序.....	51
5.4.1 概述.....	51
5.4.2 基本功能.....	52
5.4.2.1 动力性仿真模块.....	52
5.4.2.2 燃油经济性仿真模块.....	52
5.4.2.3 传动系参数仿真模块.....	52
5.4.3 程序的输入.....	52
5.4.3.1 车辆的运行工况.....	52
5.4.3.2 车辆及有关结构的数据.....	53
5.4.4 程序的输出.....	53
5.4.5 程序主界面.....	53
5.4.6 程序绘图界面.....	54
5.4.7 程序应用.....	54
5.4.7.1 动力性仿真.....	54
5.4.7.2 传动系参数的优化设计.....	55
5.5 本章小结.....	56
第六章 结论.....	57
参考文献.....	58
致谢.....	60

# 第一章 绪论

## 1.1 前言

汽车在我们社会中的重要性是毋庸置疑的。作为人们主要的交通工具和运物工具,汽车对我们的经济和社会体系每天都起着重要的作用,已成为人类社会活动中难以离开的必需品。进入 21 世纪以来,世界汽车市场尤其是我国的汽车市场增长迅速,据中汽协统计,2005 年我国民用汽车保有量估计已达 3000 万辆。随着汽车的日益增多,人们一直在致力于制造出更快、更有效、更清洁、更经济、更可靠安全的汽车。

自从世界范围的能源危机爆发后,各国汽车界都开始采取了一系列措施,包括提高汽车行驶效率、提高发动机性能、开发利用新型动力、优化匹配动力传动系统等,努力降低燃油消耗,提高汽车的动力性。

提高汽车行驶效率主要是通过改善结构来减小汽车在行驶过程中的自身消耗,可以通过以下途径来实现:

减少行驶阻力:通过改进车身造型、改善车身结构来减少空气阻力;通过改进轮胎结构减少滚动阻力。

底盘轻量化:采用新型轻质材料,通过可靠性设计技术使整车轻量化,使各总成部件、附件紧凑。

提高驱动效率:采用自动或无极变速系统,减少轴承和齿轮的摩擦损失,提高传动系统的传动效率。

提高发动机性能,改进发动机结构,使发动机具有低的燃料消耗量,主要措施如下:

改进现有发动机:通过改善燃烧,减少冷却损失以提高热效率;采用可变气门正时、变排量技术以改善部分负荷性能;通过降低运转部件的摩擦损失和发动机辅助设备的损失以提高机械效率;采用汽油喷射、电子点火和微机控制使发动机工作过程最佳化。

提高能源利用率:利用涡轮增压回收废气能量;利用储能装置(飞轮)回收制动能量;提高附属装置(空调、电器装置等)的效率。

开发利用新型动力,寻找替代燃料,也是目前的研究方向之一。

开发新一代发动机:研制高效率循环发动机;研制氢气发动机;研制利用电能的电动车;采用混合动力驱动系统。

利用代用燃料:采用外燃机燃烧低质燃料;利用压缩天然气、液化石油气

等燃料；利用醇类或合成燃料。

利用新能源：研制高效太阳能电池；应用氢气储存法和氢气混合燃烧法。

优化匹配动力传动系统，合理匹配发动机和传动系统，使发动机经常在经济区域工作。主要包括以下两方面：

发动机的选型：汽油机与柴油机的选择；发动机使用特性的选择；发动机排量的选择。

传动系型式及参数的选择：变速器的型式、速比范围、档位数、速比间隔；驱动桥的类型及尺寸。

由上可知，在这些措施中，传动系统的改进对于汽车的动力性和经济性有着很大的影响，对其进行结构上的分析和优化有着非常重要的意义。

## 1.2 与本课题相关的国内外现状

### 1.2.1 重型汽车的发展现状

中国地大物博，自然资源分布不均，在许多偏远地区，公路已经成为当地的经济命脉。截止 2002 年底，全国公路总里程已经达到 105.8 万公里，高速公路已经位居世界第二，达到 2.52 万公里，仅次于美国；2002 年全年的公路总投资超过了 3000 亿元人民币，是 9 年前的 4 倍。加之近年来我国不断加大基础设施建设和实施西部大开发战略，都给重型汽车提供了广阔的平台。据有关部门预测，中国卡车市场的销量到 2008 年将达到 150 万辆，届时将是日本、韩国和东南亚国家需求的总和。我国的重型卡车产销量从 1997 年到 2001 年，平均每年以 46.9% 的速度增长，呈高速发展趋势。其中，重卡的产销量分别为 25.28 万辆和 24.54 万辆，同比分别增长 60% 以上。截至 2003 年 7 月底，国内重型卡车生产 160883 辆，销售 156976 辆；同比分别增长 102.07% 和 110.94%。是各类车型当中增长的最高一项。中国汽车工业协会报告证明：近两年，我国中型、轻型卡车有不同程度的下降，而重型卡车却以较快的速度在增长。还有专家指出，中国的重型卡车市场仅处于市场导入期，远没有真正成熟。

从市场构成看，一汽解放卡车与东风卡车在国内市场依然占有绝对主导地位，两大公司的市场占有率超过 85%，基本垄断了 15 吨以下的市场；载重 15 吨以上的市场仍由中国重汽（山东）、重庆重汽、陕西重汽所占领（市场分析专

家指出，未来 5 年 16 吨以上的重型卡车将成为市场主流，而且仍将保持高速增长态势)。从产品构成看，一汽、东风的车型由中卡平台延伸而来，三大重汽集团则是在斯太尔重型汽车平台上发展的，这两大平台产品在市场都受到普遍欢迎。

### 1.2.2 重型汽车的发展趋势

由于全球经济的发展呈缓慢增长态势，未来 5 年，全球汽车总体需求量不会有大的增长，但是重型汽车的需求量却可能增加。美国重型汽车销售市场仍将影响全球汽车销售市场的格局。预计到 2007 年，在全球载货汽车市场中，16 吨以上重型汽车占有率将上升到 72%。未来全球重型汽车需求量较大地区将集中在东亚和北美地区，中国、美国和日本的潜在需求量都将分别超过 10 万辆，成为世界重型汽车制造商竞争的主要市场。

重型汽车发展主要趋势：

降低油耗，越省油越好

节油的方法有很多：一是减轻汽车的车重，据经验，每减轻 1kg 车重，1 升油能多走 0.011km；二是改进发动机、减少油耗，包括采用含油较少的稀薄混合气，改善燃料在气缸中的燃烧，采用电控点火装置，采用自动风扇离合器，改善发动机的散热；三是采用效率更高的传动装置，减少功率损失，采用制动储能器，设法使制动消耗的能量储存起来。再用于车辆行驶。

大吨位、大功率、高时效

随着需要的货运量越来越大，给汽车运输提出了载重量大的要求。因此，汽车的吨位越来越大。据调查，用载重 11t 的汽车运输，比用载重 6t 的车辆运输成本降低 30%，所以重型汽车的吨位越来越大。重型汽车继续朝着两头延伸的方向发展。未来用于长途运输的重型载重汽车，其功率越来越强劲，载重量也越来越大。

轻量化

汽车行驶后，发动机的动力有相当大的一部分花在使车辆本身跑路，很不合算，若使车辆的自重减轻，则同样的动力，可以拖动更大的载重。车辆自重减轻后，不仅可以提高运输生产率，而且可以节省燃料，降低成本。多年来，为减轻汽车质量，各国汽车界采取了许多措施：在改进设计方面，主要是使汽车的结构更合理；使用高强度材料，如铝、树脂等轻量化材料。

动力多元化

当今世界，重型载重汽车动力几乎都是柴油发动机，未来降越来越多地以燃

料电池和氢作动力源。众所周知，燃料电池电动汽车用轮载电动机系统取代传统的变速器、驱动桥传动系统，这样可以大大减轻汽车的自重，使汽车结构更加紧凑、更趋合理。而且，发动机排除的只有水蒸气，不会污染环境。氢气汽车是目前最有前途的，氢气既可用于清洁发电，又能通过电解水得到，由于它燃烧生成的也是水，所以对水资源的影响不大，污染同样很小。

#### 主动安全性的提高

随着汽车数量的增加，汽车安全性成为人们普遍关注的问题，因为它直接关系到人身财产的安全。提高重型汽车安全性包含两个方面的内容：一是如何避免发生事故，即主动安全性；二是如何减少事故对人员的伤害，即被动安全性。主动安全性也称为“一次安全性”，是指汽车回避事故发生的性能。国外重卡的主流车型应用现代最新的技术和配置来提高汽车的主动安全性。

#### 操纵驾驶更方便、更轻松舒适

当今载货车驾驶员的驾驶操作劳动强度大。未来，由于汽车广泛应用电子和通讯技术，驾驶员可望从这一紧张的操作中解放出来。通过方向盘机构和一套由雷达、摄像机、红外线装置等组成的系统可实现对汽车的电子控制操纵，降低交通事故的发生率。借助卫星和先进的摄像及计算机系统，可望实现汽车的自动驾驶和无人驾驶，其行驶方向精确误差不超过 5cm。驾驶员的工作环境也降得到很大改善，驾驶疲劳程度会大大减小，行车安全性也将随之提高。人性化设计的大型车驾驶室装饰完全可与轿车媲美，宽敞的驾驶室、舒适的卧铺、环绕式的仪表盘、自动变速器、高配置的音响、电视、卫星通信跟踪服务系统等，都降会变为现实。驾驶员可望从紧张的操作中解放出来。提高舒适程度包括自动空调、驾驶室自动升降、用磁卡代替金属钥匙、记录方向盘位置高低和后视镜位置等。此外，仪表盘所提供的各种信息也可以根据驾驶员的需要进行增删。车内的颜色和味道也可以根据主人的选择进行改变。甚至行车时的发动机声响也可以改变，以便提供更加舒适的行车环境。

### 1.2.3 本课题的研究现状

对传动系进行结构分析和优化设计的目的主要有两方面：取得令人满意的汽车动力性能和燃油经济性能；得到一个令驾驶员满意的操作方式。

目前，国内外关于这方面的研究工作主要包括：

开发动力性和燃油经济性的计算机模拟计算程序来进行传动系各参数的设计，通过对不同参数模拟计算，对所得结果进行比较，选择比较合理的传动系参数。

利用优化分析方面的理论，对传动系参数进行优化，达到保证汽车动力性

的前提下，燃油经济性最佳的目的。

在开发动力性燃油经济性模拟程序这方面，国内外都做了很多的工作。1972年，美国通用汽车公司首先开发了汽车动力性与燃油经济性的通用预测程序 GPSIM，该程序可以模拟汽车在任何行驶工况下的瞬时油耗、累积油耗、行驶时间和距离，预测汽车设计参数如重量、传动系速比、空气阻力系数等的变化对性能的影响。电子计算机的应用和测试手段的提高，使通过模拟计算和试验相结合的方法来研究汽车动力传动系统匹配问题成为可能。目前，国外各大汽车公司在这方面做了大量的研究工作，开发了各自的模拟程序，除美国通用汽车公司的 GPSIM 外，还有福特汽车公司的 TOEFP，康明斯公司的 VMS，美国交通部的 VEHSIM，日本日产汽车公司的 CSVFEP，德国奔驰汽车公司的 TRASCO 等。这些程序的使用在样车制造前就能准确的对汽车动力性燃油经济性进行预测，并可以根据几种传动系速比的变化引起整车性能的变化，找到这种变化间的关系，行成“最佳动力性、燃油经济性曲线”，从而找到能与所选发动机合理匹配的传动系，这样就节省了大量的试验费用，缩短设计周期。

国内在这方面的研究始于 80 年代，长春汽车研究所、吉林工业大学等单位开展了一些工作，也取得了一些成果。

运用优化技术对传动系参数进行优化，是伴随着优化技术的发展而发展起来的。其优化过程基本上是围绕着汽车的动力性和燃油经济性进行的。这就避免了利用模拟程序优化的盲目性，使优化过程的目的性增强。可以预期，随着现代技术的迅速发展，最优化技术将在汽车行业中获得更广泛更有效的应用与发展。

### 1.3 课题来源

本课题来源于某汽车公司重型载重汽车新产品开发项目，项目目标是开发一种介于斯太尔与 MAN 车之间的重型载重汽车产品，结构为 4×2 平头前翻、全封闭驾驶室式，其外形如图 1-1 所示。

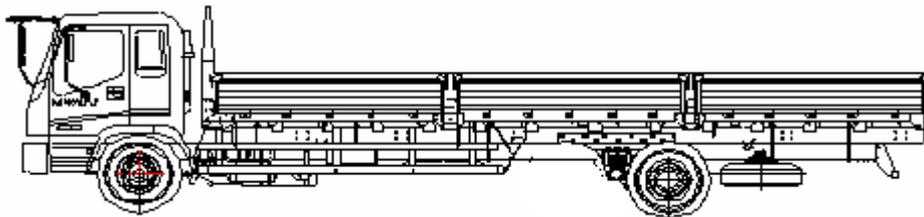


图 1-1 重型载重汽车的外形结构示意图

主要技术参数：

表 1 整车主要尺寸参数

外廓尺寸 (长/宽/高), mm	轴距 mm	轮距(前后) mm	最小离地 间隙mm	前悬 mm	后悬 mm	接近角 (°)	离去角 (°)
9896 / 2495 / 3177	5675	1939/1800	314	1588	2633	18	23

表 2 整车主要质量参数 (kg)

整车整备质量	额定载质量	最大总质量	空载轴荷		满载轴荷	
			前轴	后轴	前轴	后轴
11120	12240 +4 人 (12500)	23620	4760	6360	5760	17860

表 3 整车主要性能参数

序号	项 目	性 能 参 数
1	最高车速, km/h	92
2	最大爬坡度, %	30
3	直接档最低稳定车速, km/h	20
4	限定条件下平均使用燃油消耗量, L/100 km	27
5	驻车坡度, %	30
6	初速度为 50 km/h 的滑行距离 (满载), m	850
7	最小转弯直径, m	22

表 4 发动机参数

发动机型号	发动机型式	排量 L	额定功率 kW (r/min)	最大扭矩 N · m (r/min)	最低燃油消耗率 g/(kW · h)
WD615.67 A	直列六缸、水 冷、增压中冷 直喷式柴油机	9.726	206 (2200)	1160 (1300 ~ 1500)	198

## 1.4 课题研究的主要内容

- 确定一套符合重型载重汽车新产品项目的传动系方案；
- 对其传动系进行结构分析，使其更加符合动力性和燃油经济性的要求；
- 建立传动系的数学模型，对汽车动力传递的物理过程等进行较为详细的数学描述；
- 基于汽车传动系优化设计方法，开发一种传动系参数优化程序。

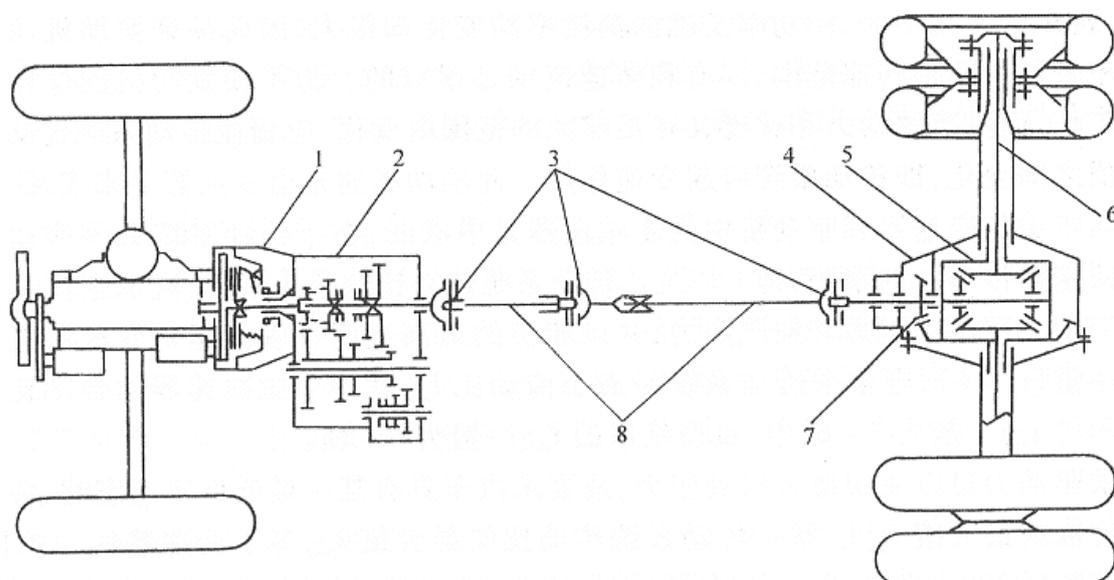
## 第二章 汽车传动系统与动力性和经济性之间的关系

## 2.1 传动系概述

### 2.1.1 传动系的基本功用与组成

汽车传动系的基本功用是将发动机发出的动力传给驱动车轮。

传动系的组成及其在汽车上的布置形式,取决于发动机的形式和性能、汽车总体结构形式、汽车行驶系及传动系本身的结构形式等许多因素。目前广泛应用于普通双轴货车上,并与活塞式内燃机配用的机械式传动系的组成及布置形式一般如图 2-1 所示。发动机纵向安置在汽车前部,并且以后轮为驱动轮。发动机发出的动力依次经过离合器 1、变速器 2、由万向节 3 和传动轴 8 组成的万向传动装置以及安装在驱动桥 4 中的主减速器 7、差速器 5 和半轴 6 传到驱动车轮。



1 - 离合器 2 - 变速器 3 - 万向节 4 - 驱动桥  
5 - 差速器 6 - 半轴 7 - 主减速器 8 - 传动轴

图 2-1 机械式传动系的组成及布置

传动系的首要任务是与发动机协同工作,以保证汽车能在不同使用条件下正常行驶,并具有良好的动力性和燃油经济性。为此,任何形式的传动系都必须具有以下的功能。

#### 减速增矩

只有当作用在驱动轮上的牵引力足以克服外界对汽车的阻力时,汽车方能起步和正常行驶。由试验得知,即使汽车在平直的沥青路面上以低速匀速行驶,也需要克服数值约相当于 1.5% 汽车总重力的滚动阻力。显然,在此情况下,汽车即使在平直的良好路面上也不可能匀速行驶,更不能爬坡了。

另一方面,发动机在发出最大功率时,假如将发动机与驱动轮直接连接,则对应这一曲轴转速的汽车速度将非常高。这样高的车速既不实用,又不可能实现(因为相应的牵引力太小,汽车根本无法起步)。

为解决上述矛盾,必须使传动系具有减速增矩作用,亦即使驱动轮的转速降低为发动机转速的若干分之一,相应地驱动轮所得到的转矩则增大到发动机转矩的若干倍。在机械式传动系中,若不计摩擦,则驱动轮转矩与发动机转矩之比等于发动机转速与驱动轮转速之比。二者统称为传动比,以符号 $i$ 表示。

传动系传动比的最小值 $i_{\min}$ 应保证汽车能在平直良好的路面上克服滚动阻力和空气阻力,并以相应的最高速度行驶。轿车和轻型货车的 $i_{\min}$ 一般为3~6,中、重型货车的 $i_{\min}$ 一般为6~15。最小传动比通常是依靠装在驱动桥中的主减速器来实现的。在轿车和轻、中型货车中,广泛采用一对大小不等,轴线互相垂直的圆锥齿轮作为主减速器(如图2-1中标号7所指)。大小两齿轮的齿数比即为主减速器的传动比 $i_0$ ,其数值一般应等于所要求的传动系最小传动比 $i_{\min}$ 。

当要求牵引力足以克服最大行驶阻力,或要求汽车具有某一最低稳定速度时。传动系传动比就相应取最大值 $i_{\max}$ 。 $i_{\max}$ 在轿车上约为12~18,在轻、中型货车上约为35~50。由于驱动桥尺寸受到离地间隙要求的限制,单靠主减速器来实现 $i_{\max}$ 是不可能的。因此,除了主减速器以外,在传动系中还应设置一对或两对减速齿轮组成的传动比为 $i_1$ 的辅助减速机构,并与主减速器串联,这样,整个传动系的传动比便等于 $i_0$ 与 $i_1$ 的乘积。只要值足够大,便可实现 $i_{\max}$ 。

汽车的使用条件。诸如汽车的实际装载质量、道路坡度、路面状况以及道路宽度和曲率、交通情况所允许的车速等等,都在很大范围内不断变化。这就要求汽车牵引力和速度也有相当大的变化范围。另一方面,就活塞式内燃机而言,在其整个转速范围内,转矩的变化不大,而功率及燃油消耗率的变化却很大,因而保证发动机功率较大而燃油消耗率较低的曲轴转速范围,即有利转速范围是很窄的。为了使发动机能保持在有利转速范围内工作,而汽车牵引力和速度又在足够大的范围内变化,应当使传动系传动比在最大值和最小值之间变化,即传动系应起变速作用。

若传动比在一定范围内的变化是连续的和渐进的,则称为无级变速。无级变速可以保证发动机保持在最有利的工况下工作,因而有利于提高汽车的动力性和燃油经济性。但对机械式传动系而言,实现无级变速比较困难。因此,机械式传动系大部分是有级变速的,即传动比挡数是有限的。一般轿车和轻、中型货车的传动比有3~5挡,越野汽车和重型货车的传动比可多达8~10挡。实现有级变速的结构措施,大多数是只在主减速器之前的辅助减速机构中设置并联的若干对减速齿轮,其传动比 $i_1$ 各不相同,而且任何一对齿轮都可以在驾驶员操纵下加入

或退出传动。在汽车行驶过程中,驾驶员可根据需要、选用其中一对齿轮与主减速器串联传动,以获得不同的传动系总传动比 $i = i_1 i_2$ 。这种辅助减速机构即称为变速器(如图 2-1 中标号 2 所指)。在良好道路上欲使汽车以较高速度行驶时,则可选用变速器中传动比较小的挡位(高速挡,简称高挡);在艰难道路上行驶或爬越较大坡度时、则可选用变速器中传动比较大的挡位(低速挡,简称低挡)。绝大多数变速器的最高档传动比为 1,即变速器不起减速作用,仅依赖于主减速器实现减速。

有些汽车在变速器与主减速器之间还加设一个辅助变速机构——副变速器,必要时还将主减速器也设计成多挡的,借以增加传动系传动比挡数。

#### 实现汽车倒驶

汽车在某些情况下(如进入停车场或车库,在窄路上调头时),需要倒向行驶。然而,内燃机是不能反向旋转的。故与内燃机共同工作的传动系必须在发动机旋转方向不变的情况下,使驱动轮反向旋转。一般结构措施是在变速器内加设倒挡(具有中间齿轮的减速齿轮副)。

#### 必要时中断传动

内燃机只能在无负荷情况下起动,而且起动后的转速必须保持在最低稳定转速上,否则即可能熄灭。所以,在汽车起步之前,必须将发动机与驱动轮之间的传动路线切断,以便起动发动机。发动机进入正常怠速运转后,再逐渐地恢复传动系的传动能力,亦即从零开始逐渐对发动机曲轴加载,同时加大节气门开度,以保证发动机不致熄灭,且汽车能乎稳起步。此外,在变换传动系传动比挡位(换挡)以及对汽车进行制动之前,也都有必要暂时中断动力传递。为此,在发动机与变速器之间,可装设一个依靠摩擦来传动,且其主动和从动部分可在驾驶员操纵下彻底分离,随后再柔和接合的机构——离合器(图 2-1 中标号 1 所指)。

在汽车长时间停驻以及在发动机不停止运转情况下,使汽车暂时停驻,或任汽车获得相当高的车速后,欲停止对汽车供给动力、使之靠自身惯性进行长距离滑行时,传动系应能长时间保持在中断传动状态。为此,变速器应设有空挡,即所有各挡齿轮都能自动保持在脱离传动位置的挡位。

#### 差速作用

当汽车转弯行驶时,左右车轮在同一时间内滚过的距离不同,如果两侧驱动轮仅用一根刚性轴驱动,则二者角速度必然相同,因而在汽车转弯时必然产生车轮相对于地面滑动的现象。这将使转向困难,汽车的动力消耗增加,传动系内某些零件和轮胎加速磨损。所以,驱动桥内装有差速器 5(图 2-1),使左右两驱动轮可以不同的角速度旋转。动力由主减速器先传到差速器,再由差速器分配给左右两半轴 6,最后传到两侧的驱动轮。

此外,由于发动机、离合器和变速器固定在车架上,而驱动桥和驱动轮一般是通过弹性悬架与车架联系的。因此在汽车行驶过程中,变速器与驱动轮经常有相对运动。在此情况下,两者之间不能用简单的整体传动轴传动,而应采用如图 2-1 所示的由万向节 3 和传动轴 8 组成的万向传动装置。

根据汽车传动系中传动元件的特征,传动系可分为机械式、液力机械式、静液式(容积液压式)、电力式等。

### 2.1.2 机械式传动系的布置方案

图 2-1 所示的机械式传动系是  $4 \times 2$  型汽车的传统总体布置方案,即发动机前置、后轮驱动的 FR 方案,它结构简单,工作可靠,在各类汽车上得到广泛的应用。此外,还有发动机前置、前轮驱动的 FF 方案。发动机后置、后轮驱动的 RR 方案以及发动机中置、后轮驱动的 MR 方案。发动机前置前轮驱动的 FF 方案目前已在微型和普及型轿车上广泛应用,在中、高级轿车上应用的也日渐增多。货车没有采用这种方案是因为上坡时作为驱动轮的前轮附着力大小,不能获得足够的牵引力。发动机后置后轮驱动 RR 方案主要应用在大型客车上,采用这种布置方案更容易做到汽车总质量在前后车轴之间的合理分配。但是,在此情况下,发动机冷却条件较差,发动机和变速器、离合器的操纵机构都较复杂。赛车和部分客车采用发动机中置、后轮驱动 MR 方案,它的发动机装置于驾驶室后面(汽车的中部),后轮驱动,其优缺点介于 PF 和 RR 之间。越野汽车和军车一般采用四轮驱动形式又称 4WD(Wheel Drive),因为它经常行驶在坏路或无路地带,要求越野能力强,因此为了充分利用所有车轮与地面之间的附着条件,以获得尽可能大的牵引力、总是将全部车轮都作为驱动轮。

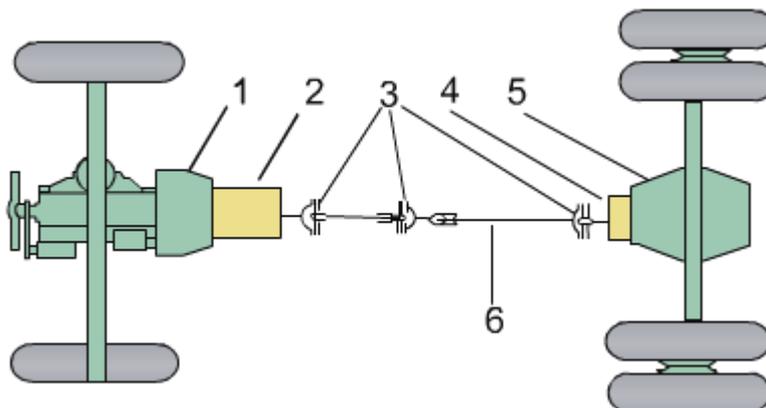
### 2.1.3 液力式传动系

液力式传动系又分为液力机械式和静液式传动系。

#### 1. 液力机械式传动系

液力机械式传动系的特点是组合运用液力传动和机械传动。此处,液力传动单指动液传动,即以液体为传动介质,利用液体在主动元件和从动元件之间循环流动过程中动能的变化来传递动力。动液传动装置有液力耦合器和液力变矩器两种。液力耦合器只能传递转矩,而不能改变转矩的大小,可以代替离合器的部分功能,即保证汽车平稳地起步和加速,但不能保证在换档时变速器中的齿轮不受冲击。液力变矩器除了具有液力耦合器全部功能外,还可以实现无级变速,故目前应用得比液力耦合器广泛得多。但是,液力变矩器的输出转矩与输入转矩的比

值变化范围还不足以满足使用要求,故一般在其后串联一个有级机械式变速器而组成液力机械变速器,以取代机械式传动系中的离合器和变速器。如图 2-2 所示。



1 - 液力变矩器 2 - 自动变速器 3 - 万向节  
4 - 驱动桥 5 - 主减速器 6 - 传动轴

图 2-2 液力机械式传动系示意图

液力机械式传动系能根据道路阻力的变化,自动地在若干个车速范围内分别实现无级变速。而且其中的有级式机械变速器还可以实现自动或半自动操纵。因而可使驾驶员的操作大为简化。但是,由于其结构较复杂、造价较高、机械效率较低等缺点。因此目前除了高级轿车和部分重型汽车外,中级以下的轿车和一般货车采用较少。

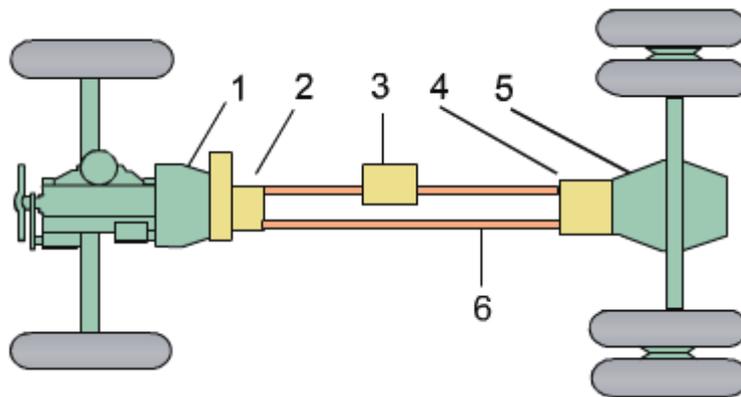
## 2. 静液式传动系

静液式传动系又称为容积式液压传动系(图 2-3),是通过液体传动介质的静压力能的变化来传动的,主要是由发动机驱动的油泵 2、液压马达 4 和液压自动控制器 3 等组成。油泵和液压马达一般采用轴向柱塞式。

发动机输出的机械能通过油泵转换成液压能,然后再由液压马达重又转化成机械能。在图示的方案中,只用一个液压马达将动力传给驱动桥的主减速器,再经差速器和半轴传到驱动轮;另一种方案是每一个驱动轮上都设置一个液压马达。采用后一种方案时,主减速器、差速器和半轴等机械传动部件都可取消。

驾驶员通过变速操纵杆操纵控制器 3,以控制液压泵输出的压力油的流量。汽车起步前启动发动机时,可以使液压泵处于空转,即流量为零的状态,这相当于机械变速器的空挡。汽车起步时所受阻力较大,故应将液压泵流量控制在最小值,从而在系统中建立最大的液压,以使液压马达的输出转矩和驱动轮上的牵引力且大。起步后,行驶阻力减小,故可逐渐加大液压泵流量,使系统中的液压和液压马达转矩逐渐减小,同时液压马达和驱动轮转速逐渐升高,从而实现汽车加速。液压变化是渐进的,因而这种传动系可以在不中断传动的情况下实现无级变速。

轴向柱塞式液压泵可在输入轴旋转方向不变的情况下、改变压力油在系统中的流动方向，从而改变液压马达的旋转方向，借以实现汽车倒向行驶。



1 - 离合器 2 - 油泵 3 - 控制器  
4 - 液压马达 5 - 驱动桥 6 - 油管

图 2-3 静液式传动系示意图

静液式传动系存在着机械效率低、造价高、使用寿命和可取性不够理想等缺点，故除了在某些军用车辆上开始采用外，如何克服这些缺点使之能在一般汽车上推广应用的问题，还有待于进一步研究。

### 2.1.4 电力式传动系

电力传动是很早采用的一种无级传动装置，其布置如图 2-4 所示。它是由汽车发动机带动发电机发电，将发出的电能达到电动机。可以只用一个电动机，与传动轴或驱动桥连接，也可以在每个驱动轮上单独安装一个电动机。在后一种情况下，电动机输出的动力必须通过减速机构传输到驱动轮上，因为装在车轮内部的牵引电动机的转短还不够大，转速则显过高。这种直接与车轮相连的减速机构称为轮边减速器。内部装有牵引电动机和轮边减速器的驱动车轮，统称为电动轮。

电力传动系的优点是：由于从发动机到车轮只由电器连接，可使汽车的总体布置简化；此外，它的无级变速特性有助于提高平均车速，使操纵简化以及驱动平稳，冲击小，有利于延长车辆的使用寿命等。

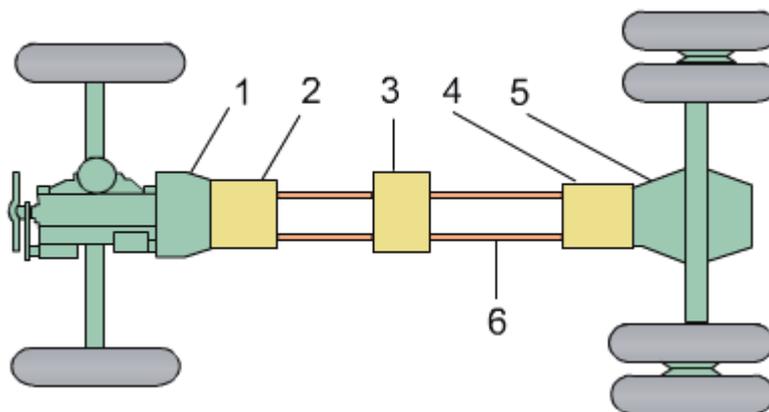
但是电力传动系也有质量大、效率低、消耗较多的有色金属——铜等缺点。电力传动系根据装用的发电机和牵引电动机的形式，可以分为以下几种。

直流发电机—直流电动机系统(直—直系统)

交流发电机—直流电动机(交—直系统)

交—直—交流电力传动系统

## 交—交流电力传动系统



1 - 离合器 2 - 发电机 3 - 控制器  
4 - 电动机 5 - 驱动桥 6 - 导线

图 2-4 电力式传动系示意图

## 2.2 汽车动力性燃油经济性的评价指标

### 2.2.1 汽车动力性的评价指标

汽车的动力性是指汽车在良好路面上直线行驶时由汽车受到的纵向外力决定的、所能达到的平均行驶速度。汽车是一种高效率的运输工具，运输效率之高低在很大程度上取决于汽车的动力性。动力性是汽车各种性能中最基本、最重要的性能。从获得尽可能高的平均行驶速度的观点出发，汽车的动力性主要可由三方而的指标来评定，即：

汽车的最高车速  最高车速是指在水平良好的路面(混凝土或沥青)上汽车能达到的最高行驶速度。它仅仅反映汽车本身具有的极限能力，并不反映汽车实际行驶中的平均车速。

汽车的加速时间  汽车的加速时间表示汽车的加速能力，它对平均行驶车速有着很大影响，特别是轿车，对加速时间更为重视。常用原地起步加速时间与超车加速时间来表明汽车的加速能力。原地起步加速时间指汽车由 I 挡或挡起步，并以最大的加速强度(包括选择恰当的换挡时机)逐步换至最高挡后到某一预定的距离或车速所需的时间。超车加速时间指用最高挡或次高挡由某一较低车速全力加速至某一高速所需的时间。因为超车时汽车与被超车辆并行，容易发生安全事故，所以超车加速能力强，并行行程短，行驶就安全。一般常用 0-402.5m(0-1/4mile)或 0-400m 的秒数来表明汽车原地起步加速能力；也有用 0-96.6km/h(0-60mile/h)或 0-100km/h 所需的时间来表明加速能力的。对超

车加速能力还没有一致的规定，采用较多的是用最高挡或次高挡由 30km/h 或 40km/h 全力加速行驶至某一高速所需的时间；还有用加速过程曲线即车速 - 时间关系曲线全面反映加速能力的。

汽车能爬上的最大爬坡度  $\alpha$  汽车的上坡能力是用满载(或某一载质量)时汽车在良好路面上的最大爬坡度  $\alpha$  表示的。显然，最大爬坡度是指 I 挡最大爬坡度。轿车最高车速大，加速时间短，经常在较好的道路上行驶，一般不强调它的爬坡能力；然而，它的 I 挡加速能力大，故爬坡能力也强。货车在各种地区的各种道路上行驶，所以必须具有足够的爬坡能力，一般  $\alpha$  在 30% 即  $16.7^\circ$  左右。要进一步说明的是： $\alpha$  代表了汽车的极限爬坡能力，它应比实际行驶中遇到的道路最大爬坡度超出很多，这是因为应考虑到在实际坡道行驶时，在坡道上停车后顺利起步加速、克服松软坡道路面的大阻力、克服坡道上崎岖不平路面的局部大阻力等要求的缘故。越野汽车要在坏路或无路条件下行驶，因而爬坡能力是一个很重要的指标，它的最大爬坡度可达 60% 即  $31^\circ$  左右。

### 2.2.3 汽车燃油经济性的评价指标

在保证动力性的条件下，汽车以尽量少的燃油消耗量经济行驶的能力，称作汽车的燃油经济性。

汽车的燃油经济性常用一定运行工况下汽车行驶百公里的燃油消耗量或一定燃油量能使汽车行驶的里程来衡量。

在我国及欧洲，燃油经济件指标的单位为 L/100km，即行驶 100km 所消耗的燃油升数。其数值越大，汽车燃油经济性越差。美国为 MPG 或 Mile / USgal，指的是每加仑燃油能行驶的英里数。这个数值越大，汽车燃油经济性越好。

汽车等速行驶百公里燃油消耗量是常用的一种评价指标，它指汽车在额定载荷下，以最高挡在水平良好路而上等速行驶 100 km 的燃油消耗量。常测出每隔 10km/h 或 20km/h 速度间隔的等速百公里燃油消耗量，然后在图上连成曲线，称为等速百公里燃油消耗量曲线，用它来评价汽车的燃油经济性。但是，等速行驶工况并没有全而反映汽车的实际运行情况，特别是在市区行驶中频繁出现的加速、减速、怠速停车等行驶工况。因此，在对实际行驶车辆进行跟踪测试统计的基础上，各国都制定了一些典型的循环行驶试验工况来模拟实际汽车运行状况，并以其百公里燃油消耗量来评定相应的行驶工况的燃油经济性。

### 2.2.4 汽车动力性燃油经济性的综合评价指标

由内燃机理论和汽车理论可知，现有的汽车动力性和燃油经济性指标是相互

矛盾的，因为动力性好，特别是汽车加速度和爬坡性能好，一般要求汽车稳定行驶的后备功率大；但是对于燃油经济性来说，后备功率增大，必然降低发动机的负荷率，从而使燃油经济性变差。从汽车使用要求来看，既不可脱离汽车燃油经济性来孤立地追求动力性，也不能脱离动力性来孤立地追求燃油经济性，最佳地设计方案是在汽车的动力性与燃油经济性之间取得最佳折中。

目前，在进行动力传动系统优化匹配时，一般应用多工况燃油经济性或汽车原地起步连续换挡加速时间与多工况燃油经济性的加权值作为综合评价指标，而这些指标实际上是汽车基本性能指标，并不能定量反映汽车动力传动系统的匹配完善程度，也不能提示动力传动系统改善的潜力和途径。汽车动力性燃油经济性的综合评价指标，应该能定量反映汽车动力传动系统匹配的程度，能够反映出发动机动力性与燃油经济性的发挥程度，能够提示汽车实际行驶工况所对应的发动机工况与其理想工况的差异，能够提示动力传动系统改善的潜力和可能的途径。

文献[1]提出了汽车动力性燃油经济性的综合评价体系和指标。

动力性能发挥程度的评价指标—驱动功率损失率 在行驶挡位一定的情况下，驱动功率损失率表示实际汽车动力传动系统特性与理想的动力传动系的差距，反映了汽车动力性的大小与汽车动力性能发挥程度。其值越小，发动机与传动系统在动力性能方面匹配得越好。

经济性能发挥程度的评价指标—有效效率利用率 有效效率利用率为发动机常用工况平均有效效率与经济区有效效率的比值。有效效率利用率能够反映出发动机经济性能发挥程度，其值越大，发动机与传动系在经济性能方面匹配得越好。

汽车动力传动系统匹配的综合指标—汽车能量利用率 汽车能量利用率是指燃油的化学能转化为汽车有用功的效率。汽车的能量利用率是一个新的概念，它统一了两个相互制约的概念：燃油经济性和生产率。这个指标把发动机和底盘的固有特性与汽车实际行驶条件相接合，既反映汽车具有的能力，又反映了汽车的实际使用效果，因此用它作为汽车动力传动系统合理匹配综合评价指标，既反映汽车动力传动系统与使用工况的匹配程度，又能提示动力传动系统改善的潜力和途径。

### 第三章 传动系结构分析与参数选择

### 3.1 传动系统的结构形式

汽车是通过轮胎与路面之间的作用力和反作用力,将发动机输出的动力转化成对汽车的牵引力而行驶的。为了更有效地利用发动机所输出的有限动力,发动机和轮胎之间需要连接界面,即需要动力传动装置—传动系。它包括离合器、变速器、万向传动装置、驱动桥等。重型汽车底盘的基本结构如图 3-1 所示。

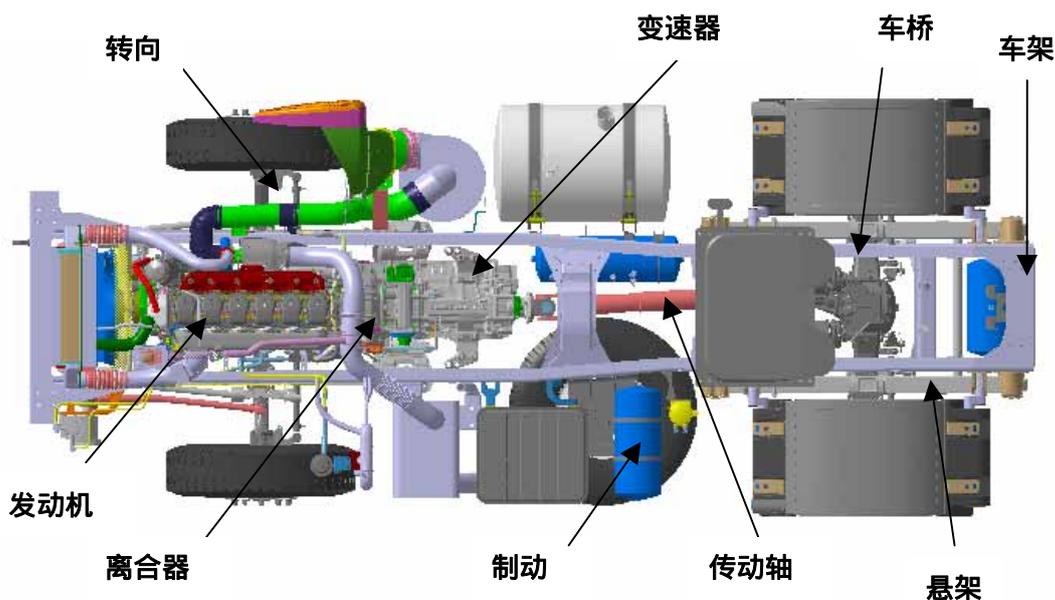


图 3-1 重型货车代表车型底盘示意图

#### 3.1.1 离合器

##### 3.1.1.1 离合器的功用

离合器是汽车传动系中直接与发动机相联系的部件。其功用如下：

在汽车起步时,通过离合器主动部分(与发动机曲轴相联)和从动轴(与变速器第一轴相接)之间的滑磨、转速的逐渐接近,使旋转着的发动机和原为静止的传动系平稳地接合,以保证汽车平稳起步

当变速器换档时,通过离合器主、从动部分的迅速分离来切断动力传递,以减轻换档时轮齿间的冲击,便于换档。

当传给离合器的转矩超过其所能传递的最大力矩(即离合器的最大摩擦力矩)时,其主、从动部分将产生相对滑磨。这样,离合器就起着保护传动系防止其过载的作用。

### 3.1.1.2 离合器的分类

汽车离合器有摩擦式离合器、液力偶合器、电磁离合器等几种。摩擦式离合器又分为湿式和干式两种。

液力偶合器靠工作液(油液)传递转矩,外壳与泵轮连为一体,是主动件;涡轮与泵轮相对,是从动件。当泵轮转速较低时,涡轮不能被带动,主动件与从动件之间处于分离状态;随着泵轮转速的提高,涡轮被带动,主动件与从动件之间处于接合状态。如图 3-2 所示。

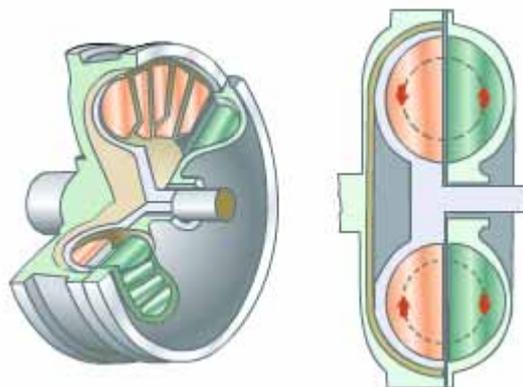


图 3-2 液力偶合器示意图

电磁离合器靠线圈的通断来控制离合器的接合与分离。如在主动与从动件之间放置磁粉,则可以加强两者之间的接合力,这样的离合器称为磁粉式电磁离合器。

目前,与手动变速器相配合的绝大多数离合器为干式摩擦式离合器,按其从动盘的数目,又分为单盘式、双盘式和多盘式等几种。湿式摩擦式离合器一般为多盘式的,浸在油中以便于散热。

采用若干个螺旋弹簧作压紧弹簧并沿摩擦盘圆周分布的离合器,称为周布弹簧离合器;仅具有一个或两个较强的螺旋弹簧并安置在中央的离合器,称为中央弹簧离合器。

采用膜片弹簧作为压紧弹簧的离合器称为膜片弹簧离合器;采用螺旋弹簧作为压紧弹簧的离合器称为螺旋弹簧离合器。

主、从动部分和压紧机构是保证离合器处于接合状态并能传递动力的基本结构,而离合器的操纵机构主要是使离合器分离的装置。

#### 3.1.1.3 本车采用的离合器结构型式

对轿车和中型货车而言,发动机最大转矩的数值一般不是很大,在汽车总体布置尺寸容许的条件下,离合器通常只设有一片从动盘,其前后两面都装有摩擦片,因而具有两个摩擦表面。若欲增大离合器所传递的最大转矩,可以选用摩擦因数较大的摩擦片材料、或适当加大压紧弹簧的压紧力、或加大摩擦面的尺寸。对于吨位较大的中型和重型汽车所要求离合器传递的转矩相当大,采用上述几种结构措施,可能仍然满足不了要求。因为摩擦因数的提高受到摩擦衬片材料的限制,摩擦面尺寸的增加又为发动机飞轮(离合器主动件之一)尺寸所限制,过分加大弹簧的压紧力,在采用螺旋弹簧的条件下,又将使操纵费力。在这种情况下,

最有效的措施是将摩擦面数增加一倍,即增加一片从动盘,成为双盘离合器。所以本车选取双盘离合器。

目前膜片弹簧离合器在汽车上广泛使用,膜片弹簧离合器所用的压紧弹簧是一个用薄弹簧钢板制成的带有一定锥度,中心部分开有许多均布径向槽的圆锥形弹簧片。膜片弹簧是碟形弹簧的一种,它可以看作由碟簧部分和分离部分组成,如图 3-3 所示。

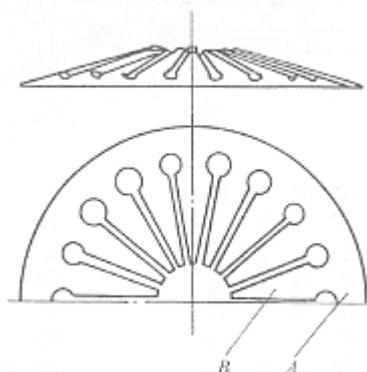


图 3-3 膜片弹簧

与螺旋弹簧离合器相比具有以下优点：

弹簧压紧力比较稳定,受摩擦片磨损量影响小。

分离力小

不需专门的分离杠杆,结构简单,质量轻。

膜片弹簧与压盘的压紧力分布均匀,使摩擦副表面接触良好,磨损较均匀。

弹簧压紧力不受离心力的影响。

所以本车拟采用膜片弹簧离合器。

#### 3.1.1.4 离合器的操纵机构

离合器操纵机构是驾驶员借以使离合器分离,而后又使之柔和接合的一套机构。它起始于离合器踏板,终止于飞轮壳内的分离轴承。

离合器操纵机构根据结构特点分为机械式、液压式、气压式三种。按照分离离合器时的能量来源,分为人力式操纵、助力式操纵和动力操纵三种。

本车离合器操纵机构拟采用液压气助力式操纵机构,这种操纵机构由离合器踏板、液压主缸、贮液室、气助力工作缸及油管组成,气助力工作缸是一个将液压工作缸,助力气缸和气压控制阀三者组合在一起的部件,其中的控制阀本身又受控于液压主缸的压力。

如果气压助力系统失效,驾驶员只要将离合器踏板行程稍微加大,以增加进入液压工作缸的油量,消除气压控制活塞与进气阀座之间的间隙,便可加大踏板力,以建立足够的液压,直接推动液压工作缸活塞及其推杆右移,使离合器分离。

### 3.1.2 变速器

#### 3.1.2.1 变速器的功用和组成

现代汽车上广泛采用活塞式内燃机作为动力源,其转矩和转速变化范围较

小，而复杂的使用条件则要求汽车的牵引力和车速能在相当大的范围内变化。为解决这一矛盾，在传动系中设置了变速器。它的功用是：改变传动比，扩大驱动轮转矩和转速的变化范围，以适应经常变化的行驶条件，如起步、加速、上坡等，同时使发动机在有利的工况下工作；在发动机旋转方向不变的前提下，使汽车能倒退行驶；利用空档，中断动力传递，以便发动机能够起动、怠速，并便于变速器换档或进行动力输出。

变速器由变速传动机构和操纵机构组成，根据需要，还可加装动力输出器。

### 3.1.2.2 变速器的类型

按传动比变化方式，变速器可分为有级式、无级式和综合式三种。

有级式变速器应用最为广泛。它采用齿轮传动，具有若干个定值传动比。按所用轮系形式不同，有轴线固定式变速器(普通齿轮变速器)和轴线旋转式变速器(行星齿轮变速器)两种。目前，轿车和轻、中型货车变速器的传动比通常有3~5个前进档和一个倒档；在重型货车用的组合式变速器中，则有更多档位。所谓变速器档数，均指前进档位数。

无级式变速器的传动比在一定的数值范围内可按无限多级变化，常见的有电力式和液力式(动液式)两种。电力式无级式变速器在传动系中也有广泛采用的趋势，其变速传动部件为直流串激电动机。液力式无级式变速器的传动部件是液力变矩器。

综合式变速器是指由液力变矩器和齿轮式有级变速器组成的液力机械式变速器，其传动比可在最大值和最小值之间的几个间断范围内作无级变化，目前应用较多。

按操纵方式，变速器又可分为强制操纵式、自动操纵式和半自动操纵式三种。

强制操纵式变速器靠驾驶员直接操纵变速杆换档，为大多数汽车所采用。

自动操纵式变速器的传动比选择和换档是自动进行的。所谓“自动”，系指机械变速器每个档位的变换是借助反映发动机负荷和车速的信号系统来控制换档系统的执行元件而实现的。驾驶员只需操纵加速踏板以控制车速。

半自动操纵式变速器有两种形式。一种是常见的几个档位自动操纵，其余档位则由驾驶员操纵；另一种是预选式，即驾驶员预先用按钮选定档位，在踩下离合器踏板或松开加速踏板时，接通一个电磁装置或液压装置来进行换档。

在多轴驱动的汽车上，变速器之后还装有分动器，以便把转矩分别传送给各驱动桥。

### 3.1.2.3 本车采用的变速器类型

现在重型汽车变速器基本上有三种类型：普通的机械式变速器、机械式自动变速器和全自动变速器。普通的机械式变速器虽然具有效率高、成本低、结构简单等优点，但换档困难、对驾驶员的行驶水平要求较高；机械式自动变速器是在机械式变速器的基础上，安装离合器、变速箱自动控制装置，从而实现自动换档，国外重型汽车上用的比较多，而在国内使用很少；全自动变速器则通过液力变矩器实现全自动换档，目前应用较少。本车拟采用电控机械式自动变速器。

对于中重卡用变速器来讲，常用的分类方式是按照主轴中心线位置的不同来分类：

单中间轴式，其结构简图如 3-4 所示。其主要特点是一轴的常啮合齿轮和二轴的各档齿轮分别与中间轴的相应齿轮相啮合，且一二轴同心。

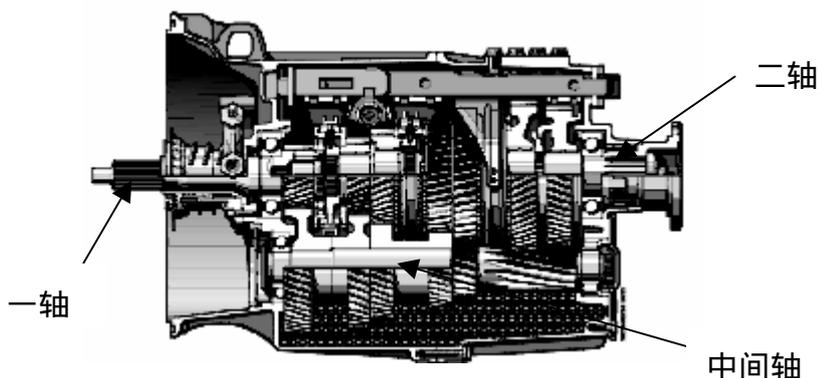


图 3-4 单中间轴式变速器结构简图

除直接档以外其他档位需要经过两对齿轮传递扭矩。优点：直接档传动效率高，磨损及噪声小由于中间轴的传递作用，一档速比大，即提高了整车的动力性。缺点：由于档位中间轴的传递作用，除了直接档以外，其他档位的传动效率较低，需要较高的齿轮加工精度、齿轮材料性能和装配工艺。

双中间轴式，其结构简图如 3-5 所示。双中间轴变速器采用两根结构完全相同的中间轴将主轴夹在中间。动力从输入轴输入后，分流到两根中间轴上，然后汇集到主轴输出。理论上每根中间轴只传递 1/2 的扭矩。

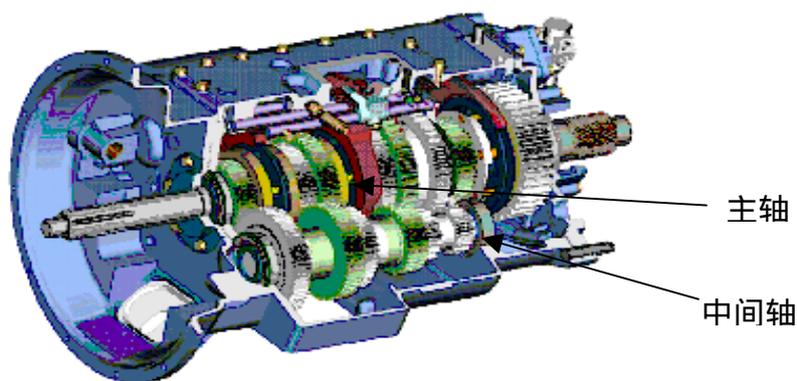


图 3-5 双中间轴式变速器结构简图

主轴上的齿轮处于径向浮动状态，主轴采用绞接式浮动状态。优点：由于齿轮处于浮动状态，取消主轴滚针轴承，主轴结构简单。两个中间轴对主轴所加的径向力相互抵消，改善了主轴和轴承的受力状况。由于主轴和齿轮都处于浮动状态，

对装配工艺性要求不高。缺点：由于档位中间轴的传递作用，降低了传动效率。

本车采用双中间轴式变速器。

#### 3.1.2.4 变速器操纵机构

变速器操纵机构应保证驾驶员根据道路情况能准确可靠地使变速器挂上或摘下所需要的任一档位，以保证汽车安全行驶。大多数汽车变速器布置在驾驶员座位附近，变速杆由驾驶室底板伸出，驾驶员可直接操纵。这种操纵机构称为直接操纵式变速器操纵机构。它一般由变速杆、拨块、拨叉、拨叉抽以及安全装置等组成，多集装于上盖或侧盖内，结构简单，操纵方便。

在有些汽车上，由于变速器离驾驶员座位较远，则需要在变速杆与拨叉之间加装一些辅助杠杆或一套传动机构，构成远距离操纵。这种操纵机构称为间接操纵式变速器操纵机构。该操纵机构应有足够的刚性，且各连接件间隙不能过大，否则换挡时手感不明显。由于布置上的原因，它多用在轿车和轻型汽车上。

为保证变速器在任何情况下都能准确、安全、可靠地工作，对变速器操纵机构提出如下要求：

保证变速器不自行脱档或挂档，并保证齿轮（或接合齿圈）以全齿宽啮合，在操纵机构中应设有自锁装置。挂档过程中，若操纵变速杆推动拨叉前移或后移的距离不足时，齿轮将不能在全齿宽上啮合而影响齿轮的寿命。即使达到全齿宽啮合，也可能由于汽车振动等原因，齿轮产生轴向移动而减少了齿的啮合长度，甚至完全脱离啮合。为防止上述情况，应设置自锁装置。

保证变速器不同时挂入两个档位，在操纵机构内设互锁装置。若变速杆能同时推动两个拨叉，即同时挂入两个档位，则必将造成齿轮间的机械干涉，变速器将无法工作甚至损坏。为此，应设置互锁装置。

防止误挂倒档。在变速器操纵机构中应设有倒档锁。汽车行进中若误挂倒档，变速器轮齿间将发生极大冲击，导致零件损坏。汽车起步时若误挂倒档，则容易出现安全事故。为此，应设有倒档锁。

#### 3.1.3 万向传动装置

万向传动装置一般由万向节和传动轴组成，有时还加装中间支承。汽车上任何一对轴线相交且相对位置经常变化的转轴之间的动力传递，均须通过万向传动装置。

万向传动装置在汽车上的应用主要在以下几处：

用于发动机前置后轮驱动的汽车。变速器常与发动机、离合器连成一体

支承在车架上，而驱动桥则通过弹性悬架与车架连接(如图 3-6)。变速器输出轴轴线与驱动桥的输入轴轴线难以布置得重合，并且在汽车行驶过程中，由于不平路面的冲击等因素，弹性悬架系统产生振动，使二轴相对位置经常变化，故变速器的输出轴与驱动桥输入轴不可能刚性连接，而必须采用一般由两个万向节和一根传动轴组成的万向传动装置。在变速器与驱动桥距离较远的情况下，应将传动轴分成两段，即主传动轴和中间传动轴。

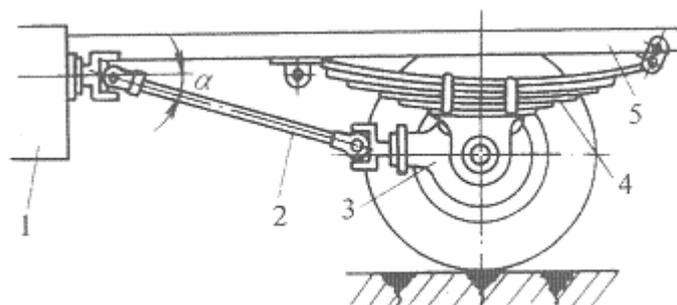
用于双轴驱动的越野汽车。当变速器与分动器分开布置时，虽然它们都

支承在车架上，而且在设计时，使其轴线重合，但为了消除制造、装配误差以及车架变形对传动的的影响。在其间也常设有中间传动轴。为了传递动力，在分动器与转向驱动桥之间又设置了前桥传动轴。

在三轴驱动的越野汽车中，中、后桥的驱动形式有两种，即贯通式和非贯通式。若采用非贯通式结构时，其后桥传动轴也必须设置中间支承，并常将其固定于中驱动桥壳上。

用于转向驱动桥的半轴。对于转向驱动桥，前轮既是转向轮又是驱动轮。作为转向轮，要求它能在最大转角范围内任意偏转某一角度；作为驱动轮，则要求半轴在车轮偏转过程中不间断地把动力从主减速器传到车轮。因此，转向驱动桥的半轴不能制成整体而要分段，且用万向节连接，以适应汽车行驶时半轴各段的交角不断变化的需要。若采用独立悬架，则在靠近主减速器处也需要有万向节，若前驱动轮用非独立悬架，只须在转向轮附近装一个万向节。

在汽车的动力输出装置和转向系统的操纵机构中也常采用万向传动装置。



1 - 变速器 2 - 万向传动装置 3 - 驱动桥  
4 - 后悬架 5 - 车架

图 3-6 万向传动装置

### 3.1.3.1 万向节

万向节是转轴与转轴之间实现变角度传递动力的基本部件，按其在扭转方向上是否有明显的弹性，可分为刚性万向节和挠性万向节。在前者中，动力是靠零件的铰链式联接传递的，而在后者中则靠弹性零件传递，且有缓冲减振作用。刚性万向节又可分为不等速万向节(常用的为十字轴式)、准等速万向节(双联式、三销轴式等)和等速万向节(球叉式、球笼式等)。

十字轴式刚性万向节因其结构简单,传动可靠,效率高,且允许两传动物之间较大的交角(一般为  $15^{\circ} \sim 20^{\circ}$ ),故普遍应用于各类汽车的传动系中。本车也拟采用此类万向节。

### 3.1.3.2 传动轴

在发动机前置后轮驱动的汽车中,变速器与后桥之间距离较远,必须通过传动轴传递动力。在汽车行驶过程中,变速器与驱动桥的相对位置经常变化。为避免运动干涉,传动轴中设有滑动叉和花键轴组成的滑动花键连接,以实现传动轴长度的变化。

传动轴在高速旋转时,由于离心力作用将产生剧烈振动。因此,当传动轴与万向节装配后,必须满足动平衡要求。传动轴过长时,固有频率会降低,容易产生共振,故常将其分为两段,并加设中间支承。前段称为中间传动轴;后段称为主传动轴。

为了得到较高的强度和刚度,传动轴多做成空心的,通常用厚度为  $1.5 \sim 3.0\text{mm}$  的薄钢板卷焊而成。

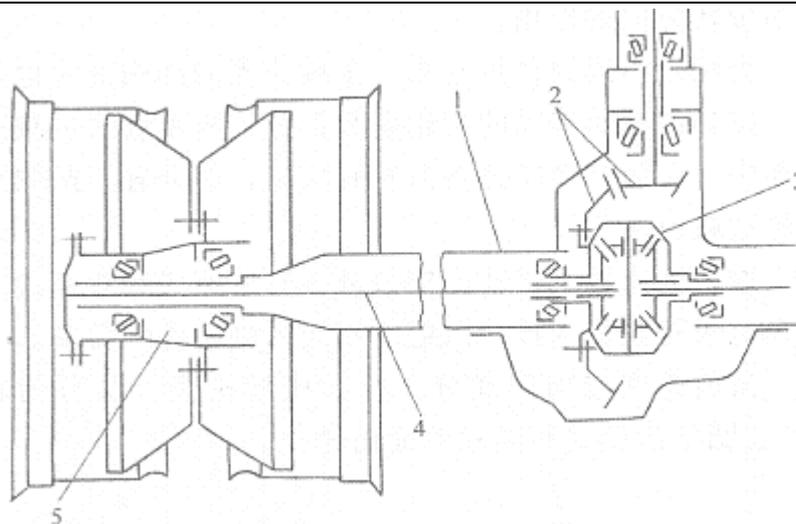
### 3.1.4 驱动桥

驱动桥位于汽车传动系的末端,主要由主减速器、差速器、半轴和驱动桥壳等组成。其功用是:将万向传动装置传来的发动机转矩通过主减速器、差速器、半轴等传到驱动车轮,实现降速、增大转矩;通过主减速器圆锥齿轮副改变转矩的传递方向;通过差速器实现两侧车轮差速作用,保证内外侧车轮以不同转速转向。

驱动桥的类型有断开式驱动桥和非断开式驱动桥两种。

一般汽车的驱动桥总体构造如图 3-7 所示。它由驱动桥壳 1、主减速器 2、差速器 3、半轴 4 和轮毂组成。从变速器或分动器经万向传动装置输入驱动桥的转矩首先传到主减速器 2,在此增大转矩并相应降低转速后,经差速器 3 分配给左右两半轴 4,最后通过半轴外端的凸缘盘传至驱动车轮的轮毂 5。驱动桥壳 1 由主减速器壳和半轴套管组成。轮毂 5 借助轴承支承在半轴套管上。

整个驱动桥通过弹性悬架与车架连接,由于半轴套管与主减速器壳是刚性地连成一体的,因而两侧的半轴和驱动轮不可能在横向平面内作相对运动,故称这种驱动桥为非断开式驱动桥,亦称为整体式驱动桥。



1 - 驱动桥壳 2 - 主减速器 3 - 减速器 4 - 半轴 5 - 轮毂

图 3-7 非断开式驱动桥壳示意图

为了提高汽车行驶平顺性和通过性,有些轿车和越野车全部或部分驱动轮采用独立悬架,即将两侧的驱动轮分别用弹性悬架与车架相连,两轮可彼此独立地相对于车架上下跳动。与此相应,主减速器壳固定在车架上。驱动桥壳应制成分段并通过铰链连接,这种驱动桥称为断开式驱动桥。

#### 3.1.4.1 主减速器

主减速器的功用是将输入的转矩增大并相应降低转速,以及当发动机纵置时还具有改变转矩旋转方向的作用。

为满足不同的使用要求,主减速器的结构形式也是不同的。

按参加减速传动的齿轮副数目分,有单级式主减速器和双级式主减速器。在双级式主减速器中,若第二级减速器齿轮有两对,并分置于两侧车轮附近,实际上成为独立部件,则称为轮边减速器。

按主减速器传动比档数分,有单速式和双速式。前者的传动比是固定的,后者有两个传动比供驾驶员选择,以适应不同行驶条件的需要。

按齿轮副结构形式分,有圆柱齿轮式(又可分为轴线固定式和轴线旋转式即行星齿轮式)、圆锥齿轮式和准双曲面齿轮式。

为使主减速器具有较大的主传动比时,由一对锥齿轮构成的单级主减速器已不能保证足够的离地间隙,这时则需要用两对齿轮实现降速的双级主减速器。且往往将双级主减速器中的第二级减速齿轮机构制成同样的两套,分别安装在两侧驱动车轮的近旁,称为轮边减速器,而第一级即称为主减速器。这样使驱动桥中的主减速器尺寸减小,保证了足够的离地间隙;可得到比较大的主传动比,由于