

图书分类号：

密 级：

徐州工程学院成人教育学院
Xuzhou Institute Of Technology

毕业设计(论文)

汽车驱动桥设计

Automobile driving axle design

姓 名	史志伟
学 号	070900074
专 业	机械设计制造及其自动化
指导教师	李志

2011 年 11 月 18 日

摘要

驱动桥位于传动系末端，其基本功用是增矩、降速，承受作用于路面和车架或车身之间的作用力。它的性能好坏直接影响整车性能，而对于载重汽车显得尤为重要。当采用大功率发动机输出大的转矩以满足目前载重汽车的快速、重载的高效率、高效益的需要时，必须搭配一个高效、可靠的驱动桥，所以采用传动效率高的单级减速驱动桥已经成为未来载重汽车的发展方向。驱动桥设计应主要保证汽车在给定的条件下具有最佳的动力性和燃油经济性。本设计根据给定的参数，按照传统设计方法并参考同类型车确定汽车总体参数，再确定主减速器、差速器、半轴和桥壳的结构类型，最后进行参数设计并对主减速器主、从动齿轮、半轴齿轮和行星齿轮进行强度以及寿命的校核。驱动桥设计过程中基本保证结构合理，符合实际应用，总成及零部件的设计能尽量满足零件的标准化、部件的通用化和产品的系列化及汽车变型的要求，修理、保养方便，机件工艺性好，制造容易。

关键字：轻型货车；驱动桥；主减速器；差速器

Abstract

Drive axle is at the end of the powertrain, and its basic function is increasing torque and reducing the speed, bearing the force between the road and the frame or body. Its performance will have a direct impact on automobile performance. Because using the big power engine with the big driving torque satisfies the need of high speed, heavy-loaded high efficiency high benefit today's heavy truck must exploiting the high driven efficiency single reduction final drive axle is becoming heavy truck's development tendency. Drive axle should be designed to ensure the best dynamic and fuel economy on given condition. According to the design parameters given, firstly determine the overall vehicle parameters in accordance with the traditional design methods and reference the same vehicle parameters, then identify the main reducer, differential, axle and axle housing structure type, finally design parameters of the main gear, the gear ratio of the final drive, axle gears and spiral bevel gear and check the strength and life of them. In design process of the drive axle, we should ensure a reasonable structure and practical applications, the design of assembly and parts as much as possible meeting requirements of the standardization of parts, components and products' universality and the serialization and change, convenience of repair and maintenance, good mechanical technology being easy to manufacture.

Key words light truck drive axle single reduction final drive

目 录

第一章 绪论.....	1.....
1.1 论文研究的意义和目的.....	1.....
1.2 国内外研究现状及发展趋势.....	2.....
1.3 本论文的主要研究内容.....	2.....
第二章 汽车总体参数的确定.....	3.....
2.1 给定设计参数.....	3.....
2.2 汽车形式的确定.....	3.....
2.2.1 汽车轴数和驱动形式的选择.....	3.....
2.3 汽车主要参数的选择.....	4.....
2.3.1 汽车主要尺寸的确定.....	4.....
2.3.2 汽车质量参数的确定.....	7.....
2.3.3 汽车性能参数的确定.....	9.....
2.4 发动机的选择.....	1.2.....
2.4.1 发动机形式的选择.....	1.2.....
2.4.2 发动机主要性能指标的选择.....	1.2.....
2.5 轮胎的选择.....	1.4.....
第三章 驱动桥的结构形式及选择.....	1.7.....
3.1 概述.....	1.7.....
3.2 驱动桥的结构形式.....	1.8.....
3.3 驱动桥构件的结构形式.....	2.0.....
3.3.1 主减速器的结构形式.....	2.0.....
3.3.2 差速器的结构形式.....	2.3.....
3.3.3 驱动车轮传动装置的结构形式.....	2.4.....
3.3.4 驱动桥桥壳的结构形式.....	2.5.....
第四章 驱动桥的设计计算.....	2.7.....
4.1 主减速器的设计与计算.....	2.7.....
4.1.1 主减速比的确定.....	27.....
4.1.2 主减速器齿轮计算载荷的确定.....	2.8.....
4.1.3 锥齿轮主要参数的选择.....	3.0.....
4.1.4 主减速器锥齿轮的材料.....	3.2.....
4.1.5 主减速器螺旋锥齿轮的几何尺寸计算.....	33.....
4.1.6 主减速器圆弧齿轮螺旋齿轮的强度计算.....	3.7.....
4.2 差速器的设计与计算.....	4.2.....
4.2.1 差速器齿轮主要参数选择.....	4.2.....
4.2.2 差速器齿轮的材料.....	4.4.....
4.2.3 差速器齿轮几何尺寸计算.....	4.4.....
4.2.4 差速器齿轮强度计算.....	4.8.....
4.3 全浮式半轴的设计.....	4.9.....
4.3.1 半轴基本参数计算及校核.....	4.9.....
4.3.2 半轴的结构设计及材料与热处理.....	50.....
4.4 驱动桥壳设计.....	5.1.....
4.4.1 桥壳的结构型式.....	5.1.....

4.4.2桥壳的受力分析及强度计算.....	52.....
结论.....	5.4.....
致 谢.....	错误!未定义书签。.....
参 考 文 献.....	5.6.....

1 绪论

1.1 论文研究的意义和目的

驱动桥的设计，由驱动桥的结构组成、功用、工作特点及设计要求讲起，详细地分析了驱动桥总成的结构型式及布置方法；全面介绍了驱动桥车轮的传动装置和桥壳的各种结构型式与设计计算方法。

汽车驱动桥是汽车的重大总成，承载着汽车的满载簧荷重及地面经车轮、车架及承载式车身经悬架给予的铅垂力、纵向力、横向力及其力矩，以及冲击载荷；驱动桥还传递着传动系中的最大转矩，桥壳还承受着反作用力矩。汽车驱动桥结构型式和设计参数除对汽车的可靠性与耐久性有重要影响外，也对汽车的行驶性能如动力性、经济性、平顺性、通过性、机动性和操纵稳定性等有直接影响。另外，汽车驱动桥在汽车的各种总成中也是涵盖机械零件、部件、分总成等的品种最多的大总成。例如，驱动桥包含主减速器、差速器、驱动车轮的传动装置（半轴及轮边减速器）、桥壳和各种齿轮。由上述可见，汽车驱动桥设计涉及的机械零部件及元件的品种极为广泛，对这些零部件、元件及总成的制造也几乎要设计到所有的现代机械制造工艺。因此，通过对汽车驱动桥的学习和设计实践，可以更好的学习并掌握现代汽车设计与机械设计的全面知识和技能。

驱动桥的结构型式与驱动车轮的悬挂型式密切相关。当驱动车轮采用非独立悬挂时，都是采用非断开式驱动桥；当驱动车轮采用独立悬挂时，则配以断开式驱动桥。与非断开式驱动桥相比较，断开式驱动桥能显著减少汽车簧下质量，从而改善汽车行驶平顺性，提高了平均行驶速度；减小了其策划行驶时作用于车轮和车桥上的动载荷，提高了零部件的使用寿命；增加了汽车的离地间隙；由于驱动车轮与路面的接触情况及对各种地形的适应性较好，增强了车轮的抗侧滑能力；若与之配合的独立悬架导向机构设计合理，可增加汽车的不足转向效应，提高汽车的操纵稳定性。但其结构复杂，成本较高。断开式驱动桥在乘用车和部分越野汽车上应用广泛。非断开式驱动桥结构简单，成本低，工作可靠，但由于其簧下质量较大，对汽车的行驶平顺性和降低动载荷有不利的影响。

本论文的的研究目的在于通过对汽车整体的匹配性设计完成驱动桥的主减

速器、差速器等部件型号的设计与计算，并完成校核的设计过程。

1.1 国内外研究现状及发展趋势

目前我国正在大力发展汽车产业，采用后轮驱动汽车的平衡性和操作性都会有很大的提高。后轮驱动的汽车加速时，牵引力将不会由前轮发出，所以在加速转弯时，司机就会感到有更大的横向握持力，操作性能变好。维修费用低也是后轮驱动的一个优点，尽管由于构造和车型的不同，这种费用将会有很大的差别。如果变速器出了故障，对于后轮驱动的汽车就不需要对差速器进行维修，但是对于前轮驱动的汽车来说也许就有这个必要了，因为这两个部件是做在一起的。所以后轮驱动必然会使得乘车更加安全、舒适，从而带来可观的经济效益。目前国内研究的重点在于：从桥壳的制造技术上寻求制造工艺先进、制造效率高、成本低的方法；从齿轮减速形式上将传统的中央单极减速器发展到现在的中央及轮边双级减速或双级主减速器结构；从齿轮的加工形式上车桥内部的主从动齿轮、行星齿轮及圆柱齿轮逐渐采用精磨加工，以满足汽车高速行驶要求及法规对于噪声的控制要求。

1.2 本论文的主要研究内容

- (1) 完成汽车的总体布置和参数选择；
- (2) 汽车驱动桥方案的确定；
- (3) 主减速器及差速器等部件的设计计算及校核。

2 汽车总体参数的确定

2.1 给定设计参数

汽车最高时速 115km/h

装载质量 2.5t

最小转弯半径 12.5m

最大爬坡度 0.3

同步附着系数 0.4

2.2 汽车形式的确定

2.2.1 汽车轴数和驱动形式的选择

汽车可以有二轴、三轴、四轴甚至更多的轴数。影响轴数的因素主要有汽车的总质量、道路法规对于轴载的限制和轮胎的负荷能力以及汽车的结构等。包括乘用车以及汽车总质量小于 19t 的公路运输车辆和轴荷不受道路、桥梁限制的不在公路上行驶的车辆，如矿用自卸车等，均采用结构简单、制造成本低廉的两轴方案。总质量在 19~26t 的公路运输车采用三轴形式，总质量更大的汽车宜采用四轴和四轴以上的形式。

所以根据给定的汽车转载质量选择汽车的轴数为 2 轴。

汽车的用途、总质量和对车辆通过性能的要求等，是影响选取驱动形式的主要因素。乘用车和总质量小些的商用车，多采用结构简单、制造成本低的 4×2 驱动形式。

所以选择汽车的驱动形式为 4×2 式。

2.2.2 汽车布置形式的选择

汽车的布置形式是指发动机、驱动桥和车身的相互关系和布置特点而言。汽车的使用性能除取决于整车和各总成的有关参数外，其布置形式对使用性能也有重要影响。

货车可以根据驾驶室与发动机的相对位置不同，分为平头式、短头式、长头式和偏置式四种。货车又可以根据发动机的位置不同分为发动机前置、中置、和后置三种布置形式。

平头式货车总长和轴距尺寸短，最小转弯半径小，机动性能良好；不需要发动机罩和翼子板，加上总长缩短等因素的影响，汽车整备质量减小；驾驶员视野得到明显改善；采用翻转式驾驶室时能改善发动机及其附件的接近性；汽车货箱与整车的俯视面积之比称为面积利用率，平头货车的该项指标较高。故本设计采用的布置形式为平头式货车。

发动机前置后桥驱动货车的主要优点是：可以采用直列、V型或卧式发动机；发现发动机故障容易；发动机的接近性良好，维修方便；离合器、变速器等操纵机构的结构简单，容易布置；货箱地板高度较低。并且大多货车均采用该形式的布置方式。

2.3 汽车主要参数的选择

汽车的主要参数包括尺寸参数，质量参数和汽车性能参数。

2.3.1 汽车主要尺寸的确定

汽车的主要尺寸参数包括外廓尺寸、轴距、前悬、后悬、货车车头长度和车厢尺寸等。

(1) 外廓尺寸

汽车的长、宽、高称为汽车的外廓尺寸。汽车长度尺寸小不仅可以减少行驶期间需要的道路长度，同时还可以增加车流密度，在停车时占用的停车场面积也小。除此之外，汽车的整备质量相应减少，这对提高比功率、比转矩和燃油经济性有利。

GB 1589-1989 汽车外廓尺寸限界规定如下：货车、整体式客车总长不应超过 12m，单铰接式客车不超过 18m，半挂汽车列车不超过 16.5m，全挂汽车列车不超过 20m；不包括后视镜，汽车宽不超过 2.5m；空载、顶窗关闭状态下，汽车高不超过 4m；后视镜等单侧外伸量不得超过最大宽度处 250mm；顶窗、换气装置开启时不得超出车高 300mm。

参考同类型货车的外廓尺寸，确定本设计中轻型货车的外廓尺寸为：

长×宽×高 5400×1950×2100mm

(2) 轴距 L

轴距 L 对整备质量、汽车总长、汽车最小转弯直径、传动轴长度、纵向通过半径等有影响。当轴距短时，上述个指标减小。此外轴距还对轴荷分配、传动轴夹角有影响。轴距过短会使车厢长度不足或后悬过长，汽车上坡、制动或加速时轴荷转移过大，使汽车制动性或操作稳定性变坏；车身纵向角振动增大，对平顺性不利；万向节传动轴的夹角增大。原则上对发动机排量大的乘用车、载重量或载客量多的货车或客车，轴距取得长。对机动性要求高的汽车，轴距宜取短些。

表 2-1 部分汽车的轴距和轮距

车型	类别	轴距 L/mm	轮距 B/mm
客车	城市客车（单车）	4500~5000	1740~2050
	长途客车（单车）	5000~6500	
4×2 货车	汽车总质量 m/t		
	≤1.8	1700~2900	1150~1350
	1.8~6.0	2300~3600	1300~1650
	6.0~14.0	3600~5500	1700~2000

根据表 2-1，本设计中选取轴距 L=2800mm

(3) 轮距 B

改变汽车轮距 B 会影响车厢或驾驶室内宽、汽车总宽、总质量、侧倾刚度、最小转弯直径等因素发生变化。增大轮距则车厢内宽随之增加，并有利于增加侧倾刚度，汽车横向稳定性变好；但是汽车的总宽和总质量及最小转弯半径等增加，并导致汽车的比功率、比转矩指标下降，机动性变坏。

受总宽不得超过 2.5m 限制，轮距不宜过大。但在选定的前轮距范围内，应

能布置下发动机、车架、前悬架和前轮，并保证前轮有足够的转向空间，同时转向杆系与车架、车轮之间有足够的运动间隙。在确定后轮距时，应考虑车架两纵梁之间的宽度、悬架宽度和轮胎宽度及他们之间应留有必要的间隙。

部分汽车的轮距可以参考表 2-1 提供的数据进行初选。本设计中取为

$$B_1 = B_2 = 1500\text{mm}$$

(4) 前悬 L_F 和后悬 L_R

前悬尺寸对汽车通过性、碰撞安全性、驾驶员视野、前钢板弹簧长度、上车和下车的方便性以及汽车造型等均有影响。增加前悬尺寸，减小了汽车的接近角，使通过性降低，并使驾驶员的视野变坏。因在前悬这段尺寸内要布置保险杠、散热器风扇、发动机、转向器等部件，故前悬不能缩短。长些的前悬尺寸有利于在撞车时对乘员起保护作用，也有利于采用长些的钢板弹簧。对于平头汽车，前悬还会影响前门上下车的方便性。初选的前悬尺寸，应当在保证能布置下上述个总成、部件的同时尽可能的短些。对于载客量少的平头车，考虑到正面碰撞能有足够多的结构件吸收碰撞能量，保护前排乘员的安全，这又要求前悬有一定的尺寸。

在本设计中，参考同类型车辆，选取 $L_F = 740\text{mm}$ 。

后悬尺寸对汽车通过性、汽车追尾时的安全性、货箱行李箱长度、汽车造型等有影响，并取决于轴距和轴荷分配的要求。后悬长，则汽车离去角减小，使通过性降低，总质量在 1.8~14.0 的货车后悬一般在 1200~2200mm 之间，特长货箱的汽车后悬可达到 2600mm，但不得超过轴距的 55%。本设计中，选取 $L_R = 1300\text{mm}$ 。

(5) 货车车头长度

货车车头长度系指从汽车的前保险杠到驾驶室后围的距离。车身形式，即长头型还是平头型对车头的长度有绝对影响。此外，车头长度尺寸对汽车的外观效果，驾驶室居住性、汽车面积利用率和发动机的接近性等有影响。

平头型货车一般在 1400~1500mm 之间。

(6) 货车车厢尺寸

要求车厢尺寸在运送散装煤和袋装粮食时能装有足额定吨数。车厢边版高度对汽车质心高度和装卸货物的方便性有影响，一般应在 450~650mm 范围内选取。

车厢内宽应在汽车外宽符合国家标准的前提下适当取宽些，以缩短边板高度和车箱长度。对于能达到较高车速的货车，使用过宽的车箱会增加汽车的迎风面积，导致空气阻力增加。车箱内长应在满足运送上述货物达到额定吨位的条件下尽可能的取短些，以利于减小整备质量。

2.3.2 汽车质量参数的确定

汽车的质量参数包括整车装备质量 m_0 ，载容量、装载质量、质量系数 m_0 、汽车总质量 m_a 、轴荷分配等。

(1) 整车整备质量 m_0

整车整备质量是指车上带有全部装备（包括随车工具、备胎），加满燃料、水，但没有装货和载人时的整车质量。

整车整备质量对汽车的制造成本和燃油经济性有影响。目前，尽可能减少整车整备质量的目的是：通过减轻整备质量增加加载质量或载容量，抵消因满足安全标准、排气标准和噪声标准所带来的整备质量的增加、节约燃料。减少整车整备质量是从事汽车设计工作必须遵守的一项总要原则。

整车整备质量在设计阶段需估算确定。在日常生活中，收集大量同类型汽车总成、部件和整车的有关质量数据，结合新车设计的结构特点、工艺水平等初步估算各总成、部件的质量，再累计构成整车整备质量。乘用车和商用客车的整备质量也可按每人所占汽车整备质量的统计平均值估计。在没有样车参考时，先初选一恰当的质量系数 m_0 （定义为装载质量与整车质量之比），再按给定的装载质量推算出整备质量。根据表 2-2，初取 $m_0 = 1$ ，可得 $m_0 = m_e / m_0 = 2t$

表 2-2 货车的质量系数 m_0

参数 车型	总质量 m_a /t	m_0
货车	1.8~6.0	0.8~1.10
	6.0~14.0	1.20~1.35

	>14.0	1.30~1.70
--	-------	-----------

(2) 汽车的载容量 n 和装载质量 m_e (简称载质量)

普通轻型货车的载容量: 2~4, 选定载容量为 3 座。

汽车载重量 m_e 是指在硬质良好的路面上行驶时所允许的额定载质量。本设计中装载质量为给定参数, $m_e = 2t$

(3) 质量系数 m_0

质量系数是指汽车载重量与整车整备质量的比值, 即 $m_0 = m_e / m_0$ 。该系数反映了汽车的设计水平和和工艺水平, m_0 越大, 说明该汽车的结构和制造工艺越先进。本设计中以选取 $m_0 = 1.0$

(4) 汽车的总质量 m_a

汽车的总质量是指装备齐全, 并按规定装满客、货时的整车质量。商用货车的总质量 m_a 由整备质量、载质量和驾驶员以及随行人员质量三部分组成, 即

$$m_a = m_0 + m_e + n \times 65 \text{kg}$$

本设计中 $n=3$, 故 $m_a = 2t + 2t + 3 \times 65 \text{kg} = 4.195t$

(5) 轴荷分配

汽车的轴荷分配是指在空载或满载静止状态下, 各车轴对支承平面的垂直负荷, 也可以用空载或满载总质量的百分比来表示。

轴荷分配对轮胎寿命和汽车的许多性能有影响。从各轮胎磨损均匀和寿命相近考虑, 各个车轮的负荷应相差不大; 为保证汽车有良好的动力性和通过性, 驱动桥应有足够大的负荷, 而从动轴上的负荷可以适当减小, 以利减小从动轮滚动阻力和提高在坏路面上的通过性; 为了保证汽车有良好的操纵稳定性, 又要求转向轴的负荷不应过小。因此, 可以得出作为很重要的轴荷分配参数, 各使用性能对其要求是相互矛盾的, 这就要求设计时应根据对整车的性能要求、使用条件等, 合理的选取轴荷分配。

汽车的驱动形式与发动机位置、汽车结构特点、车头形式和使用条件等均对轴荷分配有显著影响。如发动机前置前轮乘用车和平头式商用车前轴负荷较

大，而长头式货车前轴负荷较小。常在坏路面上形式的越野汽车，前轴负荷应该小些。参考各类汽车的轴荷分配表，取满载时前轴轴荷为 35%，后轴轴荷为 65%；空载时前轴轴荷为 50%，后轴轴荷为 50%。

表 2-3 各类汽车的轴荷分配

车型（商用货车）	满载		空载	
	前轴	后轴	前轴	后轴
4×2 后轮单胎	32%~40%	60%~68%	50%~59%	41%~50%
4×2 后轮双胎，长、短头式	25%~27%	73%~75%	44%~49%	51%~56%
4×2 后轮双胎，平头式	30%~35%	65%~70%	48%~54%	46%~52%
6×4 后轮双胎	19%~25%	75%~81%	31%~37%	63%~69%

2.3.3 汽车性能参数的确定

(1) 动力性参数

a) 最高车速 v_{amax}

随着道路条件的改善，特别是高速公路的修建，汽车尤其是发动机排量大的乘用车最高车速有逐渐提高的趋势。在本设计中，该参数给定为 115km/h。

b) 加速时间 t

汽车在平直的良好路面上，从原地起步开始以最大加速度加速到一定车速所用去的时间，称为加速时间。对于最高车速 $v_{amax} > 100\text{km/h}$ 的汽车，加速时间常用加速到 100km/h 所需的时间来评价。载货汽车常用 0-60km/h 的换挡加速时间或在直接档由 20km/h 加速到某一车速来评价。一般装载量 2-2.5t 的轻型货车的 0-60km/h 的换挡加速时间在 17.5-30s。

c) 上坡能力

用汽车满载时在良好路面上的最大坡度阻力系数 i_{max} 来表示汽车的上坡能力。通常要求货车能克服 30% 坡度，越野汽车能克服 60% 坡度。

d) 比功率 P_b 和比转矩 T_b

比功率 P_b 是汽车所长发动机的标定最大功率与汽车最大总质量之比，它可以综合反映汽车的动力性，比功率大的汽车加速性能、速度性能要好于比功率小一些的汽车。我国 GB7258 -1997《机动车运行安全技术条件》规定：农用运输车与运输用拖拉机的比功率 $P_b \geq 4.0 \text{ kW/t}$ ，而其他机动车 $P_b \geq 4.8 \text{ kW/t}$ 。

比转矩 T_b 是汽车所装发动机的最大转矩与汽车总质量之比。他反映汽车的牵引能力。不同车型的比功率和比转矩范围见表 2-4。

表 2-4 汽车动力性参数范围

汽车类别		最高车速 $\frac{v_{\text{amax}}}{\text{km h}^{-1}}$	比功率 $\frac{P}{\text{kW t}^{-1}}$	比转矩 $\frac{T}{\text{N m t}^{-1}}$
货车	最大总质量 m_a /t	$m_a \leq 1.8$	80~135	16~28
		$1.8 < m_a \leq 6.0$		15~25
		$1.8 < m_a \leq 14.0$	75~120	10~20
		$m_a > 14.0$		6~20

(2) 燃油经济性参数

汽车的燃油经济性用汽车在水平的水泥或沥青路面上，以经济车速或多工况满载行驶百公里的燃油消耗量(L/100km)来评价。货车有时用单位质量的百公里油耗量来评价(表 2-5)。

表 2-5 货车单位质量的百公里燃油消耗量 [L(100tkm)⁻¹]

总质量	汽油机	柴油机	总质量	汽油机	柴油机
< 4t	3.00~4.00	2.00~2.80	6~12t	2.68~2.82	1.55~1.86
4~6t	2.80~3.20	1.90~2.10	> 12t	2.50~2.60	1.43~1.53

(3) 汽车最小转弯直径 D_{min}

转向盘转至极限位置是，汽车前外转向轮轮辙中心在支撑平面上的轨迹圆的

直径，称为汽车最小转弯直径 D_{\min} 。 D_{\min} 用来描述汽车转向机动性，是汽车转向能力和转向安全性能的一项重要指标。本设计中，给定 $D_{\min}=12.5\text{m}$ 。

(4) 通过性几何参数

总体设计要确定的通过性几何参数有：最小离地间隙 h_{\min} ，接近角 γ_1 ，离去角 γ_2 ，纵向通过半径 ρ_1 等。各类汽车的通过性参数视车型和用途而异，其范围见表 2—5。

表 2—5 汽车通过性的几何参数

车型	h_{\min}/mm	$\gamma_1/(\text{°})$	$\gamma_2/(\text{°})$	ρ_1/m
4×2 乘用车	150~220	20~30	15~22	3.0~8.3
4×4 乘用车	210	45~50	35~40	1.7~3.6
4×2 货车	180~300	40~60	25~45	2.3~6.0
4×4 货车、6×6 货车	260~350	45~60	35~45	1.9~3.6

确定最小离地间隙 $h_{\min}=200\text{mm}$ ， γ_1 接近角 $=42^\circ$ ， γ_2 离去角 $=27^\circ$ ，纵向通过半径 $\rho_1=3\text{m}$ 。

(6) 操纵稳定性参数

a) 转向特性参数

为了保证有良好的操纵稳定性，汽车应具有一定的不足转向。通常用汽车以 $0.4g$ 的向心加速度沿顶圆转向时，前后轮侧偏角之差 $\delta_1-\delta_2$ 作为评价参数。此参数在 $1^\circ-3^\circ$ 为宜。

b) 车身侧倾角

汽车以 $0.4g$ 的向心加速度沿定圆等速行驶时，车身侧倾角控制在 3° 以内较好，最大不允许超过 7° 。

c) 制动前俯角

为了不影响乘坐舒适性，要求汽车以 $0.4g$ 的减速度制动时，车身前俯角不大于 1.5° 。

(7) 制动性参数

目前常用制动距离 s 、平均制动减速度 j 和行车制动的踏板力及应急制动时的操纵力来评价制动效能。对于总质量小于 4.5t 的轻型货车，当 $v_a = 30\text{km/h}$ 时，总制动距离应小于等于 18m，制动减速度应大于等于 $2.6\text{m}\cdot\text{s}^2$ ，操纵力小于 700N。

(8) 舒适型参数

舒适性应包括平顺性、空气调节性能、车内噪声、乘坐环境及驾驶员的操作性能。其中汽车行驶平顺性常用垂直振动参数作评价，包括频率和振动加速度等，此外悬架动挠度也用来作为评价参数之一。对于货车，静挠度 $f_c = 50\sim 110\text{mm}$ ，动挠度 $f_d = 60\sim 90\text{mm}$ ，偏频 $n = 1.5\sim 2.2\text{Hz}$ 。

2.4 发动机的选择

2.4.1 发动机形式的选择

选为：直列水冷汽油发动机。

汽油机的优点：平稳、噪声小、转速高、体积小、易启动、转矩适应性好等。直

列式的优点：结构简单、维修方便、造价低廉、工作可靠、宽度小、易布置，因而在中型及以下的货车上得到广泛应用。

水冷的优点：冷却均匀可靠、散热好、噪声小；能提供车内供暖、较好适应发动机增压和散热的需要。

2.4.2 发动机主要性能指标的选择

(1) 发动机最大功率 $p_{e\max}$ 和相应转速 n_p

根据所设计汽车应达到的最高车速 $v_{a\max}$ ，用下式估算发动机最大功率

$$p_{e\max} = \frac{1}{\eta_T} \left(\frac{m \cdot g \cdot f}{3600} v_{a\max} + \frac{C_D \cdot A}{76140} v_{a\max}^3 \right) \quad (2-1)$$

式中: $P_{e\max}$ —— 发动机最大功率, KW ;

η_T —— 传动系的传动效率, 对单级主减速器驱动桥的4×2 式汽车取 0.9

m_a —— 汽车总质量, kg ;

g —— 重力加速度, m/s^2 ;

f —— 滚动阻力系数, 对载货汽车取 0.02

v_{amax} —— 最高速度, Km/h ;

C_D —— 空气阻力系数, 货车取 0.8-1.0;

A —— 汽车正面投影面积, m^2 , 无测量数据, 可按前轮距 B_1 、汽车总

高 H 、汽车总宽 B 等尺寸近似计算:

对货车 $A \approx B_1 H$

此处取 $A = 3.15 m^2$

根据式(2-1) 计算得 $p_{e\max} = 62.92 Kw$

按上式估算的 $p_{e\max}$ 为发动机装有全部附件时测定得到的最大有效功率, 约比发动机外特性的最大功率低 12%~20%。

因此最大功率 $p_{e\max} = 1.15 \times 62.92 = 72.36 Kw$

总质量小些的货车的 n_p 值在 4000~5000r/min 之间, 总质量居中的货车 n_p 更低些。本设计中选取 $n_p = 4500 r/min$ 。

(1) 发动机最大转矩 $T_{e\max}$ 及相应转速 n_T

用下式确定 $T_{e\max}$

$$T_{e\max} = 9540 \times \frac{\alpha P_{e\max}}{n_p} \quad (2-2)$$

式中: $T_{e\max}$ 为最大转矩 ($N \cdot m$)

α 为转矩适应性系数, 一般在 1.1~1.3 之间选取, 这里取 1.2

$P_{e \max}$ ——最大功率；

n_p ——最大功率转速。

故有 $T_{e \max} = 184.08 \text{ N} \cdot \text{m}$

选 n_T 时希望 n_p / n_T 在 1.4 ~ 2.0 之间，在此，取 $n_p / n_T = 1.6 \Rightarrow n_T = 2812.5 \text{ r/min}$

在此，圆整为 $n_T = 2800 \text{ r/min}$ 。

2.5 轮胎的选择

总体设计开始阶段就要选好轮胎的型式和尺寸。因为它们是绘制总布置图和进行性能计算的重要原始数据之一。

轮胎的型号主要根据车型，使用条件，轮胎的静负荷，轮胎的额定负荷及车速来选择。

所选轮胎在使用中承受的静负荷值应等于或接近轮胎的静负荷值，我国各种汽车的轮胎和轮辋的规格及其额定负荷可查轮胎的国家标准。表 2-9 提供了一些货车的轮胎规格和特征。表中各列数据中如无带括号的数据，表示该列数据对斜交轮胎和子午线轮胎通用，否则，不带括号的数据适用于斜交胎，而带括号的数据适用于子午线轮胎，货车上双胎并装时，负荷约比单胎使用时的负荷增加 10%~15%。轿车轮胎标准见 GB2978-82。

轮胎多承受的最大静负荷与轮胎额定负荷之比称为轮胎负荷系数。为了避免超载，此系数取 0.9~1.0 之间。对于在良好路面上行驶，车速不高的货车，此系数允许取 1.1。但不得大于 1.2。因为轮胎超载 20%，其寿命将下降 30% 左右。轿车及轻型货车的车速高，动负荷大，系数应取下限；重型货车，重型自卸车的车速低，此系数可略偏高。近年来，货车上普遍采用高强度尼龙帘布轮胎，使轮胎承受能力提高。因此，同样载重量的汽车所用的轮胎尺寸已减少。越野汽车长用胎面宽，直径大的超低压轮胎。山区使用的汽车，制动鼓与轮辋的间隙应大些，故采用轮辋较大的轮胎。轿车为降低质心和提高行驶平稳性，采用直径较小的宽轮辋低压轮胎。

按轮胎胎体中帘线的排列不同，常见的有三种型式可供选择，即普通斜线胎，子午线胎和带束斜交胎等，普通斜线胎的胎体帘线层较多，胎侧厚，使用中不易划破，侧向刚性也大。其缺点是缓冲性较差；子午线的结构特点是帘线呈子午向排列，这样帘线的强度就能得到充分利用。此外，选用高强度材料组成多层缓冲层，加强了胎冠，使缓冲性能得到提高，与普通斜线胎相比较，子午线轮胎还有使用寿命长，滚动阻力小，附着性能好等优点。子午线胎的缺点是胎侧较薄，侧向稳定性差，胎侧易发生裂口，制造技术要求高。由于子午线胎的优点较多，近年来在汽车上应用日益增多。

带束斜交胎的结构和性能介于普通斜交胎和子午线胎之间，其耐磨性和寿命虽比普通斜交胎好，但不如子午线胎，仅侧向稳定性比子午线胎好，所以应用不广。在本设计中选用斜交轮胎。

由前述计算，应该根据满载时前轮静载荷计算。此时其最大负荷：

$$F = \frac{4190 \times 9.8 \times 35\%}{2} = 7194.43N$$

表 2-9 国产汽车轮胎规格及特征

轮胎规则	层数	主要尺寸				使用条件			
		断面宽	外直径			最大负荷	相应气压 $p \times 0.1$	标准 轮辋	允许 使用 轮辋
			普通 花纹	加深 花纹	越野 花纹				

轻型货车，中，小客车及其挂车轮胎

6.50-14	6	180	705	-	-	5850	3.2	$4 \frac{1}{2} J$	5J
	8					6900	4.2		
6.50-16 (6.50R16)	6	755	765	765	-	6350	3.2(3.5)	5.50F	5.50E
	8					7550	4.2(4.6)		5.50F

					-				
7.55-15 (7.00R15)	6 8	200	750	760	-	6800 8000	3.2(3.5) 4.2(4.6)	5.50F	6.00G
7.00-16 (7.00R16)	8 10	200	780	790	-	8500 9650	4.2(4.6) 5.3(5.6)	5.50F	6.00G
7.50-15 (7.50R15)	8 10	220	785	790	-	9300 10600	4.2(4.6) 5.3(5.6)	6.00G	5.50F 6.50F
7.50-16 (7.50R16)	8 10 12					9700 11050 12400	4.2(4.6) 5.3(5.6) 6.3(6.7)	6.00G	5.00F 6.50H
8.25-16 (8.25R16)	12	240	860	870	-	13500	5.3(5.6)	6.50H	6.00G
9.00-16 (9.00R16)	8 10	225	890	900	-	12200 13550	3.5(3.9) 4.2(4.6)	6.50H	6.00G

根据最大负荷的要求，可以初步选择轮胎的规格为 7.00-16

3 驱动桥的结构形式及选择

3.1 概述

驱动桥处于动力传动系的末端，其基本功能是增大由传动轴或变速器传来的转矩，并将动力合理地分配给左、右驱动轮，另外还承受作用于路面和车架或车身之间的垂直力和横向力。驱动桥一般由主减速器、差速器、车轮传动装置和驱动桥壳等组成。

驱动桥设计应当满足如下基本要求：

- a) 所选择的主减速比应能保证汽车具有最佳的动力性和燃料经济性。
- b) 外形尺寸要小，保证有必要的离地间隙。
- c) 齿轮及其它传动件工作平稳，噪声小。
- d) 在各种转速和载荷下具有高的传动效率。
- e) 在保证足够的强度、刚度条件下，应力求质量小，尤其是簧下质量应尽量小，以改善汽车平顺性。
- f) 与悬架导向机构运动协调，对于转向驱动桥，还应与转向机构运动协调。
- g) 结构简单，加工工艺性好，制造容易，拆装，调整方便。

驱动桥的结构型式按工作特性分，可以归并为两大类，即非断开式驱动桥和断开式驱动桥。当驱动车轮采用非独立悬架时，应该选用非断开式驱动桥；当驱动车轮采用独立悬架时，则应该选用断开式驱动桥。因此，前者又称为非独立悬架驱动桥；后者称为独立悬架驱动桥。独立悬架驱动桥结构较复杂，但可以大大提高汽车在不平路面上的行驶平顺性。

3.2 驱动桥的结构形式

(1) 非断开式驱动桥

普通非断开式驱动桥，由于结构简单、造价低廉、工作可靠，广泛用在各种载货汽车、客车和公共汽车上，在多数越野汽车和部分轿车上也采用这种结构。他们的具体结构、特别是桥壳结构虽然各不相同，但是有一个共同特点，即桥壳是一根支承在左右驱动车轮上的刚性空心梁，齿轮及半轴等传动部件安装在其中。这时整个驱动桥、驱动车轮及部分传动轴均属于簧下质量，汽车簧下质量较大，这是它的一个缺点。

驱动桥的轮廓尺寸主要取决于主减速器的型式。在汽车轮胎尺寸和驱动桥下的最小离地间隙已经确定的情况下，也就限定了主减速器从动齿轮直径的尺寸。在给定速比的条件下，如果单级主减速器不能满足离地间隙要求，可采用双级结构。在双级主减速器中，通常把两级减速器齿轮放在一个主减速器壳体内，也可以将第二级减速齿轮作为轮边减速器。对于轮边减速器：越野汽车为了提高离地间隙，可以将一对圆柱齿轮构成的轮边减速器的主动齿轮置于其从动齿轮的垂直上方；公共汽车为了降低汽车的质心高度和车厢地板高度，以提高稳定性和乘客上下车的方便，可将轮边减速器的主动齿轮置于其从动齿轮的垂直下方；有些双层公共汽车为了进一步降低车厢地板高度，在采用圆柱齿轮轮边减速器的同时，将主减速器及差速器总成也移到一个驱动车轮的旁边。

在少数具有高速发动机的大型公共汽车、多桥驱动汽车和超重型载货汽车上，有时采用蜗轮式主减速器，它不仅具有在质量小、尺寸紧凑的情况下可以得到大的传动比以及工作平滑无声的优点，而且对汽车的总体布置很方便。

(2) 断开式驱动桥

断开式驱动桥区别于非断开式驱动桥的明显特点在于前者没有一个连接左右驱动车轮的刚性整体外壳或梁。断开式驱动桥的桥壳是分段的，并且彼此之间可以做相对运动，所以这种桥称为断开式的。另外，它又总是与独立悬挂相匹配，故又称为独立悬挂驱动桥。这种桥的中段，主减速器及差速器等是悬置在车架横梁或车厢底板上，或与脊梁式车架相联。主减速器、差速器与传动轴及一部分驱动车轮传动装置的质量均为簧上质量。两侧的驱动车轮由于采用独立悬挂则可以

彼此致立地相对于车架或车厢作上下摆动，相应地就要求驱动车轮的传动装置及其外壳或套管作相应摆动。

汽车悬挂总成的类型及其弹性元件与减振装置的工作特性是决定汽车行驶平顺性的主要因素，而汽车簧下部分质量的大小，对其平顺性也有显著的影响。断开式驱动桥的簧下质量较小，又与独立悬挂相配合，致使驱动车轮与地面的接触情况及对各种地形的适应性比较好，由此可大大地减小汽车在不平路面上行驶时的振动和车厢倾斜，提高汽车的行驶平顺性和平均行驶速度，减小车轮和车桥上的动载荷及零件的损坏，提高其可靠性及使用寿命。但是，由于断开式驱动桥及与其相配的独立悬挂的结构复杂，故这种结构主要见于对行驶平顺性要求较高的一部分轿车及一些越野汽车上，且后者多属于轻型以下的越野汽车或多桥驱动的重型越野汽车。

(3) 多桥驱动的布置

为了提高装载量和通过性，有些重型汽车及全部中型以上的越野汽车都是采用多桥驱动，常采用的有 4×4 、 6×6 、 8×8 等驱动型式。在多桥驱动的情况下，动力经分动器传给各驱动桥的方式有两种。相应这两种动力传递方式，多桥驱动汽车各驱动桥的布置型式分为非贯通式与贯通式。前者为了把动力经分动器传给各驱动桥，需分别由分动器经各驱动桥自己专用的传动轴传递动力，这样不仅使传动轴的数量增多，且造成各驱动桥的零件特别是桥壳、半轴等主要零件不能通用。而对 8×8 汽车来说，这种非贯通式驱动桥就更不适宜，也难于布置了。

为了解决上述问题，现代多桥驱动汽车都是采用贯通式驱动桥的布置型式。

在贯通式驱动桥的布置中，各桥的传动轴布置在同一纵向铅垂平面内，并且各驱动桥不是分别用自己的传动轴与分动器直接联接，而是位于分动器前面的或后面的各相邻两桥的传动轴，是串联布置的。汽车前后两端的驱动桥的动力，是经分动器并贯通中间桥而传递的。其优点是，不仅减少了传动轴的数量，而且提高了各驱动桥零件的相互通用性，并且简化了结构、减小了体积和质量。这对于汽车的设计(如汽车的变型)、制造和维修，都带来方便。

由于非断开式驱动桥结构简单、造价低廉、工作可靠，查阅资料，参照国内相关货车的设计，最后本课题选用非断开式驱动桥。

3.3 驱动桥构件的结构形式

主减速器是汽车传动系中减小转速、增大扭矩的主要部件，它是依靠齿数少的锥齿轮带动齿数多的锥齿轮。对发动机纵置的汽车，其主减速器还利用锥齿轮传动以改变动力方向。由于汽车在各种道路上行使时，其驱动轮上要求必须具有一定的驱动力矩和转速，在动力向左右驱动轮分流的差速器之前设置一个主减速器后，便可使主减速器前面的传动部件如变速器、万向传动装置等所传递的扭矩减小，从而可使其尺寸及质量减小、操纵省力。

驱动桥中主减速器、差速器设计应满足如下基本要求：

- a) 所选择的主减速比应能保证汽车既有最佳的动力性和燃料经济性。
- b) 外型尺寸要小，保证有必要的离地间隙；齿轮其它传动件工作平稳，噪音小。
- c) 在各种转速和载荷下具有高的传动效率；与悬架导向机构与动协调。
- d) 在保证足够的强度、刚度条件下，应力求质量小，以改善汽车平顺性。
- e) 结构简单，加工工艺性好，制造容易，拆装、调整方便。

3.3.1 主减速器的结构形式

(1) 主减速器结构方案分析

主减速器的结构形式主要是根据齿轮类型、减速形式的不同而不同。按齿轮副结构型式分，主减速器的齿轮传动主要有螺旋锥齿轮式传动、双曲面齿轮式传动、圆柱齿轮式传动（又可分为轴线固定式齿轮传动和轴线旋转式齿轮传动即行星齿轮式传动）和蜗杆蜗轮式传动等形式。

在发动机横置的汽车驱动桥上，主减速器往往采用简单的斜齿圆柱齿轮；在发动机纵置的汽车驱动桥上，主减速器往往采用圆锥齿轮式传动或准双曲面齿轮式传动。

为了减少驱动桥的外轮廓尺寸，主减速器中基本不用直齿圆锥齿轮而采用螺旋锥齿轮。因为螺旋锥齿轮不发生根切（齿轮加工中产生轮齿根部切薄现象，致使齿轮强度大大降低）的最小齿数比直齿轮的最小齿数少，使得螺旋锥齿轮在同样的传动比下主减速器结构较紧凑。此外，螺旋锥齿轮还具有运转平稳、噪声小等优点，汽车上获得广泛应用。

近年来,有些汽车的主减速器采用准双曲面锥齿轮(车辆行业中简称双曲面传动)传动。准双曲面锥齿轮传动与圆锥齿轮相比,准双曲面齿轮传动不仅工作平稳性更好,弯曲强度和接触强度更高,同时还可使主动齿轮的轴线相对于从动齿轮轴线偏移。当主动准双曲面齿轮轴线向下偏移时,可降低主动锥齿轮和传动轴位置,从而有利于降低车身及整车重心高度,提高汽车行使的稳定性。东风EQ1090E型汽车即采用下偏移准双曲面齿轮。但是,准双曲面齿轮传递转矩时,齿面间有较大的相对滑动,且齿面间压力很大,齿面油膜很容易被破坏。为减少摩擦,提高效率,必须采用含防刮伤添加剂的双曲面齿轮油,绝不允许用普通齿轮油代替,否则将时齿面迅速擦伤和磨损,大大降低使用寿命。

经方案论证,主减速器的齿轮选用螺旋锥齿轮传动形式(如图3-1示)。螺旋锥齿轮传动的主、从动齿轮轴线垂直相交于一点,齿轮并不同时在全长上啮合,而是逐渐从一端连续平稳地转向另一端。另外,由于轮齿端面重叠的影响,至少有两对以上的轮齿同时啮合,所以它工作平稳、能承受较大的负荷、制造也简单。为保证齿轮副的正确啮合,必须将支承轴承预紧,提高支承刚度,增大壳体刚度。

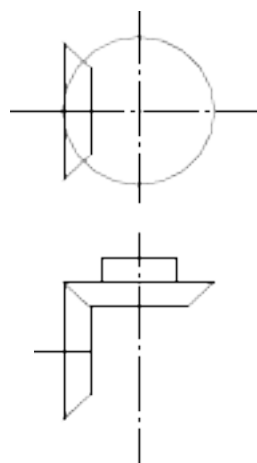


图 3-1 螺旋锥齿轮传动

(2) 主减速器的减速形式

为了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、双速主减速器、双级减速配以轮边减速器等。双级式主减速器应用于大传动比的中、重型汽车上,若其第二级减速器齿轮有两副,并分置于两侧车轮附近,实际上成为独立部件,则称轮边减速器。单级式主减速器应用于轿车和一般轻、中型载货汽车。单级主减速器由一对圆锥齿轮组成,具有结构简单、质量小、成本低、使用简单等优点。

经方案论证,本设计主减速器采用单级主减速器。其传动比 i_0 一般小于等于 7。

(3) 主减速器主、从动锥齿轮的支承方案

主减速器中心必须保证主从动齿轮具有良好的啮合状况，才能使它们很好地工作。齿轮的正确啮合，除了与齿轮的加工质量装配调整及轴承主减速器壳体的刚度有关以外，还与齿轮的支承刚度密切相关。

a) 主动锥齿轮的支承形式

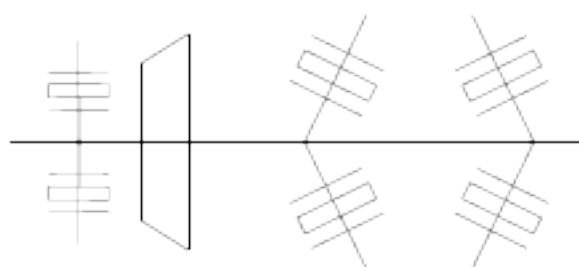


图 3-2 主动锥齿轮跨置式

主动锥齿轮的支承形式可分为悬臂式支承和跨置式支承两种。查阅资料、文献，经方案论证，采用跨置式支承结构（如图 3-2 示）。齿轮前、后两端的轴颈均以轴承支承，故又称两端支承式。跨置式支承使支承刚度大为增加，使齿轮在载荷作用下的变形大为减小，约减小到悬臂式支承的 $1/30$ 以下。而主动锥齿轮后轴承的径向负荷比悬臂式的要减小至 $1/5 \sim 1/7$ 。齿轮承载能力较悬臂式可提高 10% 左右。

装载质量为 2t 以上的汽车主减速器主动齿轮都是采用跨置式支承。本课题所设计的轻型货车装载质量为 2t，所以选用跨置式。

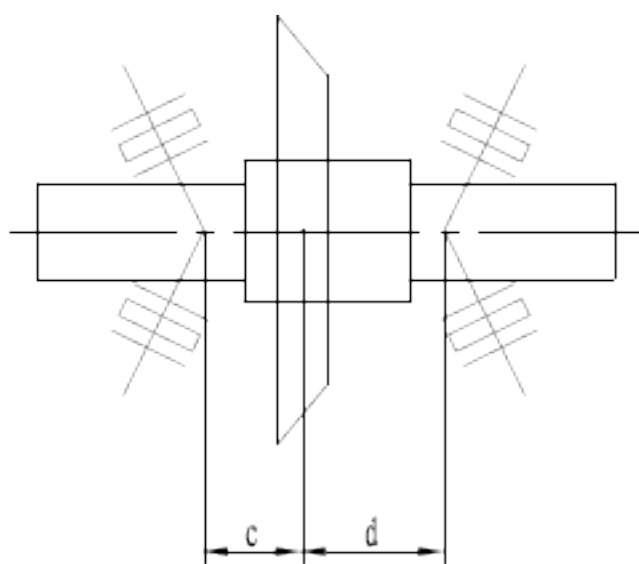


图 3-3 从动锥齿轮支撑形式

b) 从动锥齿轮的支承

从动锥齿轮采用圆锥滚子轴承支承（如图 3-3 示）。为了增加支承刚度，两轴承的圆锥滚子大端应向内，以减小尺寸 $c+d$ 。为了使从动锥齿轮背面的差速器

