

---

## 摘 要

轻型汽车在商用汽车生产中占有很大的比重，而且驱动桥在整车中十分重要。驱动桥作为汽车四大总成之一，它的性能的好坏直接影响整车性能，而对于载货汽车显得尤为重要。为满足当前载货汽车的快速、高效率、高效益的需要时，必须要搭配一个高效、可靠的驱动桥。设计出结构简单、工作可靠、造价低廉的驱动桥，能大大降低整车生产的总成本，推动汽车经济的发展，所以本题设计一款结构优良的轻型货车驱动桥具有一定的实际意义。

本文首先确定主要部件的结构型式和主要设计参数，在分析驱动桥各部分结构形式、发展过程及其以往形式的优缺点的基础上，确定了总体设计方案，采用传统设计方法对驱动桥各部件主减速器、差速器、半轴、桥壳进行设计计算并完成校核。最后运用 AUTOCAD 完成装配图和主要零件图的绘制。

**关键词：**轻型货车；驱动桥；单级主减速器；差速器；半轴；桥壳

---

## ABSTRACT

Pickup trucks take a large proportion of commercial vehicles production, and the drive axle is one of the most important structure. Drive axle is the one of automobile four important assemblies,Its performance directly influence on the entire automobile,especially for the truck.Because using the big power engine with the big driving torque satisfied the need of high speed,heavy-loaded,high efficiency,high benefit today` truck, must exploiting the high driven efficiency single reduction final drive axle is becoming the trucks` developing tendency.Design a simple. Reliable,low cost of the drive axle, can greatly reduce the total cost of vehicle production.so the title of the fine structure of the design of a pickup vehicle drive axle has a certain practical significance.

In this paper, first of all determine the structure of major components and the main design parameters, the analysis of the various parts of the structure of the bridge drive type, the form of the development process and its advantages and disadvantages of the past, determined on the basis of the design program, using the traditional design method of various parts of the drive axle Main reducer, differential, axle, axle housing was designed to calculate and complete the check. Finally complete the final assembly drawing by using AUTOCAD and mapping the main components.

**Keywords:** Pickup truck; Drive axle; Single reduction final drive; Differential; Axle; Drive Axle housing

---

# 目 录

摘要	I
Abstract	II
第 1 章 绪论	1
1. 1 概述	1
1. 2 驱动桥的结构和分类	3
1. 2. 1 驱动桥的种类	3
1. 2. 2 驱动桥结构组成	5
1. 3 设计的主要内容	10
第 2 章 总体方案的确定	12
2. 1 主要技术参数	12
2. 2 主减速器结构方案的确定	12
2. 3 差速器结构方案的确定	14
2. 4 半轴形式的确定	14
2. 5 桥壳形式的确定	14
2. 6 本章小结	15
第 3 章 主减速器设计	16
3. 1 主减速器锥齿轮的材料	16
3. 2 主减速器锥齿轮设计	16
3. 2. 1 主减速器齿轮计算载荷的确定	16
3. 2. 2 主减速器螺旋锥齿轮的几何尺寸计算	18
3. 3 主减速器锥齿轮的强度计算	21
3. 4 主减速器锥齿轮轴承的设计计算	25
3. 5 主减速器的润滑	28
3. 6 本章小结	29
第 4 章 差速器设计	30
4. 1 差速器的结构形式	30
4. 2 差速器的齿轮材料	30
4. 3 圆锥齿轮式差速器齿轮设计	30

---

4.4 圆锥齿轮式差速器齿轮强度计算	34
4.5 本章小结	36
<b>第5章 半轴设计</b>	<b>37</b>
5.1 半轴的形式	37
5.2 半轴的材料与热处理	37
5.3 半轴的设计与计算	38
5.3.1 半轴计算载荷的确定	38
5.3.2 半轴杆部直径的初选	39
5.3.3 半轴强度计算	40
5.3.4 半轴花键强度计算	40
5.4 本章小结	41
<b>第6章 驱动桥桥壳设计</b>	<b>43</b>
6.1 桥壳的结构形式	43
6.2 桥壳的受力分析及强度计算	44
6.2.1 桥壳的弯曲应力计算	44
6.2.2 在不平路面冲击载荷作用下桥壳的强度计算	45
6.2.3 汽车以最大牵引力行驶时的桥壳的强度计算	45
6.2.4 汽车紧急制动时的桥壳强度计算	47
6.3 本章小结	48
<b>结论</b>	<b>49</b>
<b>参考文献</b>	<b>50</b>
<b>致谢</b>	<b>51</b>
<b>附录A</b>	<b>52</b>
<b>附录B</b>	<b>56</b>



半轴  
AutoCAD 图形  
104 KB



半轴齿轮  
AutoCAD 图形  
96 KB



半轴套管  
AutoCAD 图形  
94 KB



差速器右壳  
AutoCAD 图形  
99 KB



从动齿轮  
AutoCAD 图形  
94 KB



图纸汇总  
AutoCAD 图形  
363 KB



行星齿轮  
AutoCAD 图形  
90 KB



主动齿轮  
AutoCAD 图形  
98 KB



装配图  
AutoCAD 图形  
238 KB



开题报告  
Microsoft Word 9...  
142 KB



目录  
Microsoft Word 9...  
37 KB



任务书  
Microsoft Word 9...  
120 KB



设计答辩相关材料  
Microsoft Word 9...  
259 KB



题目审定表  
Microsoft Word 9...  
119 KB



设计说明书(论文)  
Microsoft Word 9...  
2,114 KB



中期检查表  
Microsoft Word 9...  
111 KB



文献翻译  
Microsoft Word 9...  
11 KB



东风轻型货车驱动桥  
设计  
WinRAR 压缩文件

---

# 第1章 绪 论

## 1.1 概述

本课题是对东风轻型货车驱动桥的结构设计。故本说明书将以“驱动桥设计”内容对驱动桥及其主要零部件的结构型式与设计计算作一一介绍

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，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。

汽车驱动桥由桥壳、主减速器、差速器、半轴和壳体等元件组成，转向驱动桥还包括各种等速联轴节，结构更复杂，它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。汽车驱动桥在汽车的各种总成中也是涵盖机械零件、部件、总成等品种最多的大总成。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。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涉及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。传统设计是以生产经验为基础，以运用力学、数学和回归方法形成的公式、图表、手册等为依据进行的。现代设计是传统设计的深入、丰富和发展，而非独立于传统设计的全新设计。以计算机技术为核心，以设计理论为指导，是现代设计的主要特征。利用这种方法指导设计可以减小经验设计的盲目性和随意性，提高设计的主动性、科学性和准确性。电子计算机的出现和在工程设计中的推广应用，使汽车设计技术飞跃发展，设计过程完全改观。

它有以下两大难题，一是将发动机输出扭矩通过万向传动轴将动力传递到驱动轮上，达到更好的车轮牵引力与转向力的有效发挥，从而提高汽车的行驶能力。二是差速器向两边半轴传递动力的同时，允许两边半轴以不同的转速旋转，满足两边车轮尽可能以纯滚动的形式作不等距行驶，减少轮胎与地面的摩擦。

我国驱动桥制造企业的开发模式主要由测绘、引进、自主开发三种组成。主要存在技术含量低，开发模式落后，技术创新力不够，计算机辅助设计应用少等问题。国内的大多数中小企业中，测绘市场销路较好的产品是它们的主要开发模式。特别是一些小型企业或民营企业由于自身的技术含量低，开发资金的不足，专门测绘、仿制市

---

场上销售较旺的汽车的驱动桥售往我国不健全的配件市场。这种开发模式是无法从根本上提高我国驱动桥产品开发水平的。中国驱动桥产业发展过程中存在许多问题，许多情况不容乐观，如产业结构不合理、产业集中于劳动力密集型产品；技术密集型产品明显落后于发达工业国家；生产要素决定性作用正在削弱；产业能源消耗大、产出率低、环境污染严重、对自然资源破坏力大；企业总体规模偏小、技术创新能力薄弱、管理水平落后等。我国汽车驱动桥的研究设计与世界先进驱动桥设计技术还有一定的差距，我国车桥制造业虽然有一些成果，但都是在引进国外技术、仿制、再加上自己改进的基础上取得的。个别比较有力的企业，虽有自己独立的研发机构但都处于发展的初期。我国驱动桥产业正处在发展阶段，在科技迅速发展的推动下，高新技术在汽车领域的应用和推广，各种国外汽车新技术的引进，研究团队自身研发能力的提高，我国的驱动桥设计和制造会逐渐发展起来，并跟上世界先进的汽车零部件设计制造技术水平。

国外驱动桥主要采用模块化技术和模态分析进行驱动桥的设计分析，模块化设计是在一定范围内的不同功能或相同功能不同性能、不同规格的机械产品进行功能分析的基础上，划分并设计出一系列功能模块，然后通过模块的选择和组合构成不同产品的一种设计方法。以 DANA 为代表的意大利企业多已采用了该类设计方法，模态分析是对工程结构进行振动分析研究的最先进的现代方法与手段之一。它可以定义为对结构动态特性的解析分析(有限元分析)和实验分析(实验模态分析)，其结构动态特性用模态参数来表征。模态分析技术的特点是在对系统做动力学分析时，用模态坐标代替物理学坐标，从而可大大压缩系统分析的自由度数目，分析精度较高。

优点是减少设计及工装制造的投入，减少了零件种类，提高规模生产程度，降低制造费用，提高市场响应速度等。国外企业为减少驱动桥的振动特性，对驱动桥进行模态分析，调整驱动桥的强度，改善整车的舒适性和平顺性。

20 世纪 60 年代以来，由于电子计算机的迅速发展，有限元法在工程上获得了广泛应用。有限元法不需要对所分析的结构进行严格的简化，既可以考虑各种计算要求和条件，也可以计算各种工况，而且计算精度高。有限元法将具有无限个自由度的连续体离散为有限个自由度的单元集合体，使问题简化为适合于数值解法的问题。只要确定了单元的力学特性，就可以按照结构分析的方法求解，使分析过程大为简化，配以计算机就可以解决许多解析法无法解决的复杂工程问题。目前，有限元法已经成为求解数学、物理、力学以及工程问题的一种有效的数值方法，也为驱动桥壳设计提供了强有力的工具。驱动桥的参数化设计是指设计对象模型的尺寸用变量及其关系表示，而不需要确定具体数值，是 CAD 技术在实际应用中提出的课题，它不仅可使 CAD 系

统具有交互式绘图功能，还具有自动绘图的功能。目前它是 CAD 技术应用领域内的一个重要的、且待进一步研究的课题。利用参数化设计手段开发的专用产品设计系统，可使设计人员从大量繁重而琐碎的绘图工作中解脱出来，可以大大提高设计速度，并减少信息的存储量。

## 1. 2 驱动桥的结构和分类

### 1.2.1 驱动桥的种类

驱动桥作为汽车的重要组成部分处于传动系的末端，其基本功用是增大由传动轴或直接由变速器传来的转矩，将转矩分配给左、右驱动车轮，并使左、右驱动车轮具有汽车行驶运动学所要求的差速功能；同时，驱动桥还要承受作用于路面和车架或车厢之间的铅垂力、纵向力和横向力。

在一般的汽车结构中驱动桥包括主减速器、差速器、驱动车轮的传动装置及桥壳等部件如图 1.1 所示。

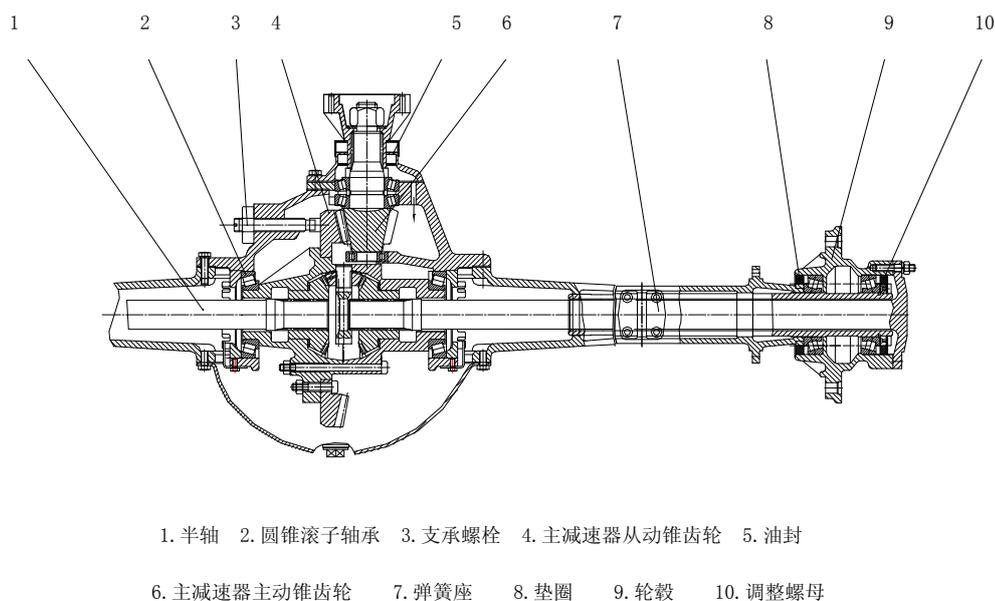


图 1.1 驱动桥

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叫复杂，但可以大大提高汽车在不平路面上的行驶平顺性。

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。

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独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。

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。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。

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。

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，例如在绝大多数的载货汽车和部分小轿车上，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。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。

本设计车型主减速比小于 7.6，采用单级减速器，它具有结构简单、体积及质量小且制造成本低等优点。

## 1.2.2 驱动桥结构组成

### 1 主减速器

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。

主减速器的结构形式，主要是根据其齿轮类型、主动齿轮和从动齿轮的安装。

(1) 主减速器齿轮的类型 在现代汽车驱动桥中，主减速器采用得最广泛的是螺旋锥齿轮和双曲面齿轮。

螺旋锥齿轮如图 1.2 (a) 所示主、从动齿轮轴线交于一点，交角都采用 90 度。螺旋锥齿轮的重合度大，啮合过程是由点到线，因此，螺旋锥齿轮能承受大的载荷，而且工作平稳，即使在高速运转时其噪声和振动也是很小的。

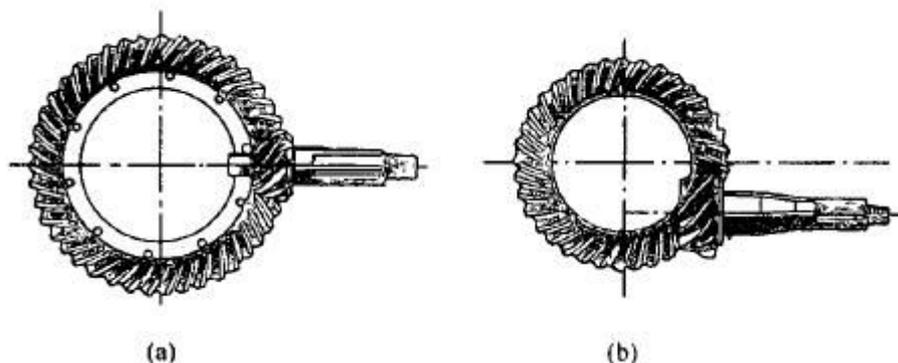


图 1.2 螺旋锥齿轮与双曲面齿轮

双曲面齿轮如图 1.2 (b) 所示主、从动齿轮轴线不相交而呈空间交叉。和螺旋锥齿轮相比，双曲面齿轮的优点有：

- ①尺寸相同时，双曲面齿轮有更大的传动比。
- ②传动比一定时，如果主、从动齿轮尺寸相同，双曲面齿轮比螺旋锥齿轮有较大轴径，较高的轮齿强度以及较大的主动齿轮轴和轴承刚度。
- ③当传动比一定，主、从动齿轮尺寸相同时，双曲面从动齿轮的直径较小，有较大的离地间隙。
- ④工作过程中，双曲面齿轮副既存在沿齿高方向的侧向滑动，又有沿齿长方向的纵向滑动，这可以改善齿轮的磨合过程，使其具有更高的运转平稳性。

双曲面齿轮传动有如下缺点：

①长方向的纵向滑动使摩擦损失增加，降低了传动效率。

②齿面间有大的压力和摩擦功，使齿轮抗啮合能力降低。

③双曲面主动齿轮具有较大的轴向力，使其轴承负荷增大。

④双曲面齿轮必须采用可改善油膜强度和防刮伤添加剂的特种润滑油。

(2)主减速器主动锥齿轮的支承形式及安装方式的选择 现在汽车主减速器主动锥齿轮的支承形式有如下两种：

①悬臂式 悬臂式支承结构如图 1.3 所示，其特点是在锥齿轮大端一侧采用较长的轴径，其上安装两个圆锥滚子轴承。为了减小悬臂长度  $a$  和增加两端的距离  $b$ ，以改善支承刚度，应使两轴承圆锥滚子向外。悬臂式支承结构简单，支承刚度较差，多用于传递转矩较小的轿车、轻型货车的单级主减速器及许多双级主减速器中。

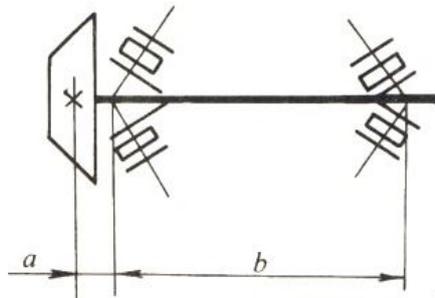


图 1.3 锥齿轮悬臂式支承

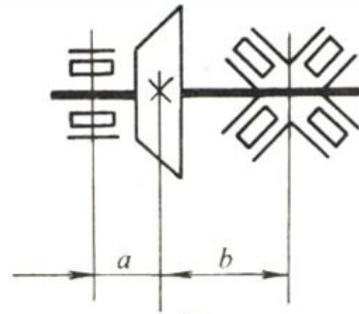


图 1.4 主动锥齿轮骑马式支承

②骑马式 骑马式支承结构如图 1.4 所示，其特点是在锥齿轮的两端均有轴承支承，这样可大大增加支承刚度，又使轴承负荷减小，齿轮啮合条件改善，在需要传递较大转矩情况下，最好采用骑马式支承。

(3)从动锥齿轮的支承方式和安装方式的选择 从动锥齿轮的两端支承多采用圆锥滚子轴承，安装时应使它们的圆锥滚子大端相向朝内，而小端相向朝外。为了防止从动锥齿轮在轴向载荷作用下的偏移，圆锥滚子轴承应用两端的调整螺母调整。主减速器从动锥齿轮采用无辐式结构并用细牙螺钉以精度较高的紧配固定在差速器壳的凸缘上。

(4)主减速器的轴承预紧及齿轮啮合调整 支承主减速器的圆锥滚子轴承需预紧以消除安装的原始间隙、磨合期间该间隙的增大及增强支承刚度。分析可知，当轴向力于弹簧变形呈线性关系时，预紧使轴向位移减小至原来的  $1/2$ 。预紧力虽然可以增大支承刚度，改善齿轮的啮合和轴承工作条件，但当预紧力超过某一理想值时，轴承寿命会急剧下降。

主动锥齿轮轴承预紧度的调整采用套筒与垫片，从动锥齿轮轴承预紧度的调整采

用调整螺母。

(5) 主减速器的减速形式 主减速器的减速形式分为单级减速（如图 1.5）、双级减速、单级贯通、双级贯通、主减速及轮边减速等。减速形式的选择与汽车的类型及使用条件有关，有时也与制造厂的产品系列及制造条件有关，但它主要取决于由动力性、经济性等整车性能所要求的主减速比  $i_0$  的大小及驱动桥下的离地间隙、驱动桥的数目及布置形式等。通常单级减速器用于主减速比  $i_0 \leq 7.6$  的各种中小型汽车上。

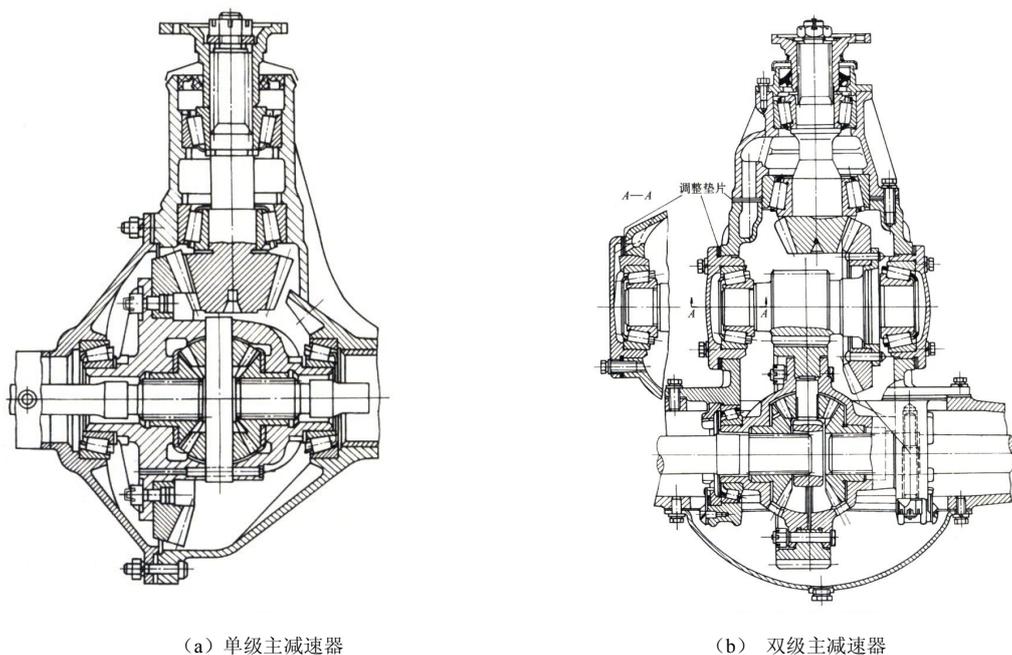


图 1.5 主减速器

## 2 差速器

根据汽车行驶运动学的要求和实际的车轮、道路以及它们之间的相互联系表明：汽车在行驶过程中左右车轮在同一时间内所滚过的行程往往是有差别的。例如，拐弯时外侧车轮行驶总要比内侧长。另外，即使汽车作直线行驶，也会由于左右车轮在同一时间内所滚过的路面垂向波形的不同，或由于左右车轮轮胎气压、轮胎负荷、胎面磨损程度的不同以及制造误差等因素引起左右车轮外径不同或滚动半径不相等而要求车轮行程不等。在左右车轮行程不等的情况下，如果采用一根整体的驱动车轮轴将动力传给左右车轮，则会由于左右车轮的转速虽然相等而行程却又不同的这一运动学上的矛盾，引起某一驱动车轮产生滑转或滑移。这不仅会是轮胎过早磨、无益地消耗功率和燃料及使驱动车轮轴超载等，还会因为不能按所要求的瞬时中心转向而使操纵性变坏。此外，由于车轮与路面间尤其在转弯时有大的滑转或滑移，易使汽车在转向时失去抗侧滑能力而使稳定性变坏。为了消除由于左右车轮在运动学上的不协调而产生

的这些弊病，汽车左右驱动轮间都有差速器，保证了汽车驱动桥两侧车轮在行程不等时具有以下不同速度旋转的特性，从而满足了汽车行驶运动学的要求。

差速器的结构型式选择，应从所设计汽车的类型及其使用条件出发，以满足该型汽车在给定的使用条件下的使用性能要求。汽车上广泛采用的差速器为对称锥齿轮式差速器，具有结构简单、质量较小等优点，应用广泛。

差速器可分为普通锥齿轮式差速器、摩擦片式差速器和强制锁止式差速器。普通锥齿轮式差速器的传动机构为齿轮式。齿轮差速器要圆锥齿轮式和圆柱齿轮式两种。强制锁止式差速器就是在对称式锥齿轮差速器上设置差速锁。当一侧驱动轮滑转时，可利用差速锁使差速器不起差速作用。差速锁在军用汽车上应用较广。

经方案论证，差速器结构形式选择对称式圆锥行星齿轮差速器。

普通的对称式圆锥行星齿轮差速器由差速器左、右壳，2个半轴齿轮，4个行星齿轮(少数汽车采用3个行星齿轮，小型、微型汽车多采用2个行星齿轮)，行星齿轮轴(不少装4个行星齿轮的差速器采用十字轴结构)，半轴齿轮及行星齿轮垫片等组成。由于其结构简单、工作平稳、制造方便、用在公路汽车上也很可靠等优点，最广泛地用在轿车、客车和各种公路用载货汽车上。有些越野汽车也采用了这种结构，但用到越野汽车上需要采取防滑措施。例如加进摩擦元件以增大其内摩擦，提高其锁紧系数；或加装可操纵的、能强制锁住差速器的装置——差速锁等。

### 3 半轴

普通非断开式驱动桥的半轴，根据其外端的支承型式或受力状况的不同而分为半浮式、3/4浮式和全浮式三种。如图1.6所示

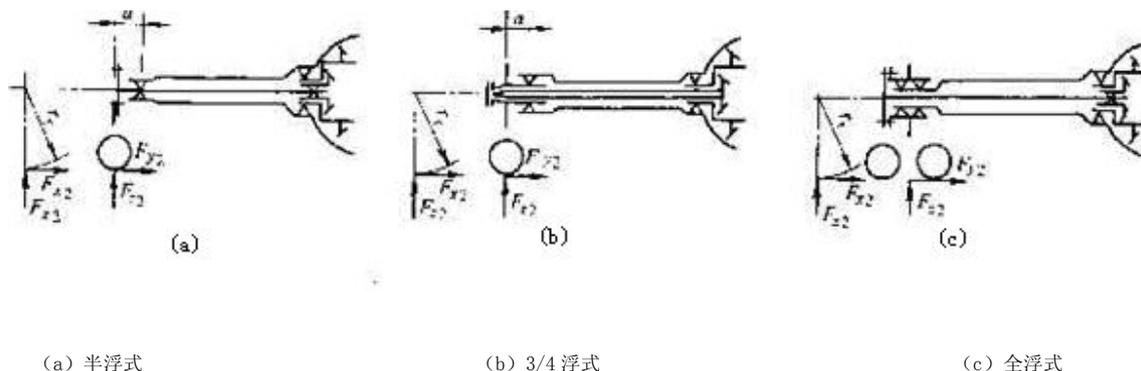


图 1.6 半轴

半浮式半轴以靠近外端的轴颈直接支承在置于桥壳外端内孔中的轴承上，而端部则以具有锥面的轴颈及键与车轮轮毂相固定，或以突缘直接与车轮轮盘及制动鼓相联接。因此，半浮式半轴除传递转矩外，还要承受车轮传来的弯矩。由此可见，半浮式半轴承受的载荷复杂，但它具有结构简单、质量小、尺寸紧凑、造价低廉等优点。用

---

于质量较小、使用条件较好、承载负荷也不大的轿车和轻型载货汽车。

3/4 浮式半轴的结构特点是半轴外端仅有一个轴承并装在驱动桥壳半轴套管的端部，直接支承着车轮轮毂，而半轴则以其端部与轮毂相固定。由于一个轴承的支承刚度较差，因此这种半轴除承受全部转矩外，弯矩得由半轴及半轴套管共同承受，即 3/4 浮式半轴还得承受部分弯矩，后者的比例大小依轴承的结构型式及其支承刚度、半轴的刚度等因素决定。侧向力引起的弯矩使轴承有歪斜的趋势，这将急剧降低轴承的寿命。可用于轿车和轻型载货汽车，但未得到推广。

全浮式半轴的外端与轮毂相联，而轮毂又由一对轴承支承于桥壳的半轴套管上。多采用一对圆锥滚子轴承支承轮毂，且两轴承的圆锥滚子小端应相向安装并有一定的预紧，调好后由锁紧螺母予以锁紧，很少采用球轴承的结构方案。

全浮式半轴工作可靠，广泛应用于轻型以上的各类汽车、越野车汽车和客车上，本设计采用此种半轴。

#### 4 桥壳

驱动桥桥壳是汽车上的主要零件之一，非断开式驱动桥的桥壳起着支承汽车荷重的作用，并将载荷传给车轮。作用在驱动车轮上的牵引力、制动力、侧向力和垂向力也是经过桥壳传到悬挂及车架或车厢上。因此桥壳既是承载件又是传力件，同时它又是主减速器、差速器及驱动车轮传动装置（如半轴）的外壳。

在汽车行驶过程中，桥壳承受繁重的载荷，设计时必须考虑在动载荷下桥壳有足够的强度和刚度。为了减小汽车的簧下质量以利于降低动载荷、提高汽车的行驶平顺性，在保证强度和刚度的前提下应力求减小桥壳的质量。桥壳还应结构简单、制造方便以利于降低成本。其结构还应保证主减速器的拆装、调整、维修和保养方便。在选择桥壳的结构型式时，还应考虑汽车的类型、使用要求、制造条件、材料供应等。

结构形式分类：可分式、整体式、组合式。

按制造工艺不同分类：

铸造式——强度、刚度较大，但质量大，加工面多，制造工艺复杂，本设计采用铸造桥壳。

钢板焊接冲压式——质量小，材料利用率高，制造成本低，适于大量生产，轿车和中小型货车，部分重型货车。

### 1.3 设计的主要内容

本设计的思路可分为以下几点：首先选择初始方案，东风货车属于轻型货车，采用后桥驱动，所以设计的驱动桥结构需要符合轻型货车的结构要求；接着选择各部件的结构形式；最后选择各部件的具体参数，设计出各主要尺寸。

---

所设计的东风货车驱动桥制造工艺性好、外形美观，工作更稳定、可靠。该驱动桥设计大大降低了制造成本，同时驱动桥使用维护成本也降低了。驱动桥结构符合东风货车的整体结构要求。设计的产品达到了结构简单，修理、保养方便；机件工艺性好，制造容易的要求。

## 第 2 章 总体方案的确定

### 2.1 主要技术参数

本次设计的任务是东风货车驱动桥的设计。

技术参数：

表 2.1 参考数据

序号	项 目	数 据	单 位
1	驱动形式	4×2	—
1	车身长度	4900	mm
2	车身宽度	1900	mm
3	车身高度	1400	mm
4	总质量	6	t
5	装载质量	3	t
6	轴 距	3650	mm
7	前轮距	1750	mm
8	后轮距	1586	mm
9	前胎规格	4.50-12-8PR	—
10	排 量	3.9	L
11	最大功率/转速	115/2800	kw/ rpm
12	最大转矩/转速	245/2200	N.m/ rpm
13	最高车速	90	km/h
14	最高档传动比	1	—
15	最低档传动比	4.71	—
16	主减速器传动比	6.17	—
17	最小离地间隙	205	mm

### 2.2 主减速器结构方案的确定

#### (1) 主减速器齿轮的类型

螺旋锥齿轮能承受大的载荷，而且工作平稳，即使在高速运转时其噪声和振动也

是很小的。所以本设计采用双曲面齿轮。

### (2) 主减速器主动锥齿轮的支承形式及安装方式的选择

本次设计选用：主动锥齿轮：悬臂式支撑（圆锥滚子轴承）

从动锥齿轮：跨置式支撑（圆锥滚子轴承）

### (3) 从动锥齿轮的支承方式和安装方式的选择

从动锥齿轮的两端支承多采用圆锥滚子轴承，安装时应使它们的圆锥滚子大端相向朝内，而小端相向朝外。为了防止从动锥齿轮在轴向载荷作用下的偏移，圆锥滚子轴承应用两端的调整螺母调整。主减速器从动锥齿轮采用无辐式结构并用细牙螺钉以精度较高的紧配固定在差速器壳的凸缘上。

### (4) 主减速器的轴承预紧及齿轮啮合调整

支承主减速器的圆锥滚子轴承需预紧以消除安装的原始间隙、磨合期间该间隙的增大及增强支承刚度。分析可知，当轴向力与弹簧变形呈线性关系时，预紧使轴向位移减小至原来的 1/2。预紧力虽然可以增大支承刚度，改善齿轮的啮合和轴承工作条件，但当预紧力超过某一理想值时，轴承寿命会急剧下降。主减速器轴承的预紧值可取为以发动机最大转矩时换算所得轴向力的 30%。

主动锥齿轮轴承预紧度的调整采用调整螺母（利用轴承座实现），从动锥齿轮轴承预紧度的调整采用调整螺母。

### (5) 主减速器的减速形式

主减速器的减速形式分为单级减速、双级减速、单级贯通、双级贯通、主减速及轮边减速等。减速形式的选择与汽车的类型及使用条件有关，有时也与制造厂的产品系列及制造条件有关，但它主要取决于由动力性、经济性等整车性能所要求的主减速比的大小及驱动桥下的离地间隙、驱动桥的数目及布置形式等。

对于具有很大功率储备的轿车、长途公共汽车尤其是竞赛车来说，在给定发动机最大功率  $P_{\text{amax}}$  及其转速  $n_p$  的情况下，所选择的  $i_0$  值应能保证这些汽车有尽可能高的最高车速  $v_{\text{amax}}$ 。这时  $i_0$  值应按下式来确定：

$$i_0 = 0.377 \frac{r_r n_p}{v_{\text{amax}} i_{gh}} \quad (2.1)$$

式中： $r_r$ ——车轮的滚动半径， $r_r=0.5\text{m}$

$i_{gh}$ ——变速器最高档传动比 1.0（为直接档）。

$n_p$ ——最大功率转速 3200 r/min

---

$v_a$ ——最大车速 90km/h

对于与其他汽车来说，为了得到足够的功率而使最高车速稍有下降，一般选得比最小值大 10%~25%，即按下式选择：

$$i_0 = (0.377 \sim 0.472) \frac{r_r n_p}{v_{a \max} i_{gh}} \quad (2.2)$$

经计算初步确定  $i_0 = 6.17$

按上式求得的  $i_0$  应与同类汽车的主减速比相比较，并考虑到主、从动主减速齿轮可能的齿数对  $i_0$  予以校正并最后确定。

### 2.3 差速器结构方案的确定

差速器的结构型式选择，应从所设计汽车的类型及其使用条件出发，以满足该型汽车在给定的使用条件下的使用性能要求。

差速器的结构型式有多种，大多数汽车都属于公路运输车辆，对于在公路上和市区行驶的汽车来说，由于路面较好，各驱动车轮与路面的附着系数变化很小，因此几乎都采用了结构简单、工作平稳、制造方便、用于公路汽车也很可靠的普通对称式圆锥行星齿轮差速器，作为安装在左、右驱动车轮间的所谓轮间差速器使用；对于经常行驶在泥泞、松软土路或无路地区的越野汽车来说，为了防止因某一侧驱动车轮滑转而陷车，则可采用防滑差速器。后者又分为强制锁止式和自然锁止式两类。自锁式差速器又有多种结构式的高摩擦式和自由轮式的以及变传动比式的。但对于本设计的车型来说只选用普通的对称式圆锥行星齿轮差速器即可。

本次设计选用：圆锥行星齿轮差速器。

### 2.4 半轴型式的确定

3/4 浮式半轴，因其侧向力引起弯矩使轴承有歪斜的趋势，这将急剧降低轴承的寿命，故未得到推广。全浮式半轴广泛应用于轻型以上的各类汽车上。本次设计选择全浮式半轴。

### 2.5 桥壳型式的确定

整体式桥壳的特点是将整个桥壳制成一个整体，桥壳犹如一个整体的空心梁，其强度及刚度都比较好。且桥壳与主减速器壳分作两体，主减速器齿轮及差速器均装在独立的主减速壳里，构成单独的总成，调整好后再由桥壳中部前面装入桥壳内，并与

---

桥壳用螺栓固定在一起。使主减速器和差速器的拆装、调整、维修、保养等都十分方便。其主要缺点是桥壳不能做成复杂而理想的断面，壁厚一定，故难于调整应力分布。

本次设计驱动桥壳就选用铸造式整体式桥壳。

## 2.6 本章小结

本次设计主减速比已知，所以只要确定其他参数和其结构形式即可。对主减速器型式确定中主要从主减速器齿轮的类型、主减速器主动锥齿轮的支承形式及安装方式的选择、从动锥齿轮的支承方式和安装方式的选择、主减速器的轴承预紧及齿轮啮合调整及主减速器的减速形式上得以确定从而逐步给出驱动桥各个总成的基本结构，分析了驱动桥各总成结构组成。

---

## 第 3 章 主减速器设计

### 3.1 主减速器锥齿轮的材料

驱动桥锥齿轮的工作条件是相当恶劣的，与传动系其它齿轮相比，具有载荷大、作用时间长、变化多、有冲击等特点。因此，传动系中的主减速器齿轮是个薄弱环节。主减速器锥齿轮的材料应满足如下的要求：

具有高的弯曲疲劳强度和表面接触疲劳强度，齿面高的硬度以保证有高的耐磨性。齿轮芯部应有适当的韧性以适应冲击载荷，避免在冲击载荷下齿根折断。

锻造性能、切削加工性能以及热处理性能良好，热处理后变形小或变形规律易控制。

选择合金材料，尽量少用含镍、铬的材料，而选用含锰、钒、硼、钛、钼、硅等元素的合金钢。

汽车主减速器锥齿轮与差速器锥齿轮目前常用渗碳合金钢制造，主要有 20CrMnTi、20MnVB、20MnTiB、22CrNiMo 和 16SiMn2WMoV。渗碳合金钢的优点是表面可得到含碳量较高的硬化层（一般碳的质量分数为 0.8%~1.2%），具有相当高的耐磨性和抗压性，而芯部较软，具有良好的韧性。因此，这类材料的弯曲强度、表面接触强度和承受冲击的能力均较好。由于钢本身有较低的含碳量，使锻造性能和切削加工性能较好。其主要缺点是热处理费用较高，表面硬化层以下的基底较软，在承受很大压力时可能产生塑性变形，如果渗碳层与芯部的含碳量相差过多，便会引起表面硬化层的剥落。

为改善新齿轮的磨合，防止其在初期出现早期的磨损、擦伤、胶合或咬死，锥齿轮在热处理以及精加工后，作厚度为 0.005~0.020mm 的磷化处理或镀铜、镀锡处理。对齿面进行应力喷丸处理，可提高 25%的齿轮寿命。对于滑动速度高的齿轮，可进行渗硫处理以提高耐磨性。

### 3.2 主减速器锥齿轮设计

#### 3.2.1 主减速器齿轮计算载荷的确定

1、按发动机最大转矩和最低挡传动比确定从动锥齿轮的计算转矩  $T_{je}$

$$T_{je} = T_{e\max} \cdot i_{TL} \cdot K_0 \cdot \eta_T / n \quad (3.1)$$

式中：  $T_{e\max}$  ——发动机最大转矩  $245 N \cdot m$ ；

$i_{TL}$  ——由发动机到所计算的主减速器从动齿轮之间的传动系最低档传动比

$$i_{TL} = i_0 i_1 = 6.17 \times 4.71 = 29.0607$$

变速器传动比  $i_1 = 4.71$ ；

$\eta_T$  ——上述传动部分的效率，取  $\eta_T = 0.96$ ；

$K_0$  ——超载系数，取  $K_0 = 1.0$ ；

$n$  ——驱动桥数目 1。

$$T_{je} = 245 \times 29.0607 \times 1 \times 0.96 / 1 = 6835.08 N \cdot m$$

2、按驱动轮在良好路面上打滑转矩确定从动锥齿轮的计算转矩  $T_{j\phi}$

$$T_{j\phi} = \frac{G_2 \cdot \phi \cdot r_r}{\eta_{LB} \cdot i_{LB}} \quad (3.2)$$

式中：  $G_2$  ——汽车满载时驱动桥给水平地面的最大负荷，N；但后桥来说还应考虑到汽车加速时负偏增大量，可初取：

$$G_2 = G_{\text{满}} \times 9.8 = 6000 \times 9.8 = 58800 N$$

$\phi$  ——轮胎对地面的附着系数，对于安装一般轮胎的公路用汽车，取  $\phi = 0.85$ ；

对于越野汽车，取  $\phi = 1.0$ ；

$r_r$  ——车轮滚动半径，0.5m；

$\eta_{LB}, i_{LB}$  ——分别为由所计算的主减速器从动齿轮到驱动轮之间的传动效率和传动比，分别取 0.96 和 1。

$$T_{j\phi} = \frac{G_2 \cdot \phi \cdot r_r}{\eta_{LB} \cdot i_{LB}} = \frac{58800 \times 0.85 \times 0.5}{0.96 \times 1} = 11008.3 N \cdot m$$

通常是将发动机最大转矩配以传动系最低档传动比时和驱动车轮打滑时这两种情况下作用于主减速器从动齿轮上的转矩 ( $T_{je}, T_{j\phi}$ ) 的较小者，作为载货汽车计算中以验算主减速器从动齿轮最大应力的计算载荷。

由式 (3.1)，式 (3.2) 求得的计算载荷，是最大转矩而不是正常持续转矩，不能

用它作为疲劳损坏依据。汽车的类型很多，行驶工况又非常复杂，轿车一般在高速轻载条件下工作，而矿用车和越野车在高负荷低车速条件下工作，对于公路车辆来说，使用条件较非公路用车稳定，其正常持续转矩是根据所谓平均牵引力的值来确定的，即主减速器的平均计算转矩。

### 3、按汽车日常行驶平均转矩确定从动锥齿轮的计算转矩 $T_{jm}$

$$T_{jm} = \frac{(G_a + G_T) \cdot r_r}{i_{LB} \cdot \eta_{LB} \cdot n} (f_R + f_H + f_P) \quad (3.3)$$

式中： $G_a$ ——汽车满载总重 N， $G_a = 6000 \times 9.8 = 58800\text{N}$ ；

$G_T$ ——所牵引的挂车满载总重，N，仅用于牵引车取 $G_T = 0$ ；

$f_R$ ——道路滚动阻力系数，初取 $f_R = 0.015$ ；

$f_H$ ——汽车正常使用时的平均爬坡能力系数。初取 $f_H = 0.05$ ；

$f_P$ ——汽车性能系数

$$f_P = \frac{1}{100} \left[ 16 - \frac{0.195(G_a + G_T)}{T_{e\max}} \right] \quad (3.4)$$

当  $\frac{0.195(G_a + G_T)}{T_{e\max}} = 57.04 > 16$  时，取 $f_P = 0$ 。

$$T_{jm} = \frac{(G_a + G_T) \cdot r_r}{i_{LB} \cdot \eta_{LB} \cdot n} (f_R + f_H + f_P) = \frac{58800 \times 0.5}{1 \times 1 \times 1} (0.015 + 0.05 + 0) = 1911 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 3.2.2 主减速器螺旋锥齿轮的几何尺寸计算

#### (1) 齿数的选择

根据主减速比确定：对于单级主减速器，当 $i_0$ 较大时，则应尽量使主动齿轮的齿数 $z_1$ 取小些，以得到满意的驱动桥离地间隙。

①.当 $i_0 \geq 6$ 时， $z_1$ 的最小取值可取5，但为了啮合平稳及提高疲劳强度， $z_1$ 最好大于5；

②.当 $i_0$ 较小（ $i_0 = 3.5 \sim 5$ ）时， $z_1$ 可取为5~12，但这时常会因为主、从齿轮齿数太多，尺寸太大而不能保证所要求的离地间隙；

③.为了磨合均匀,  $z_1$ 、 $z_2$ 之间应避免有公约数;

④.为了得到理想的齿面重叠系数,  $z_1$ 与 $z_2$ 之和应不小于40;

查阅资料,经方案论证,主减速器的传动比为5.1428,初定主动齿轮齿数 $z_1=6$ ,从动齿轮齿数 $z_2=37$ 。

### (2) 节圆直径的选择

根据从动锥齿轮的计算转矩(见式3.1,式3.2并取两者中较小的一个为计算依据)按经验公式选出:

$$d_2 = K_{d_2} \cdot \sqrt[3]{T_j} = 265.09 \text{ mm} \quad \text{取 } d_2 = 266 \text{ mm} \quad (3.5)$$

式中:  $d_2$ —从动锥齿轮的节圆直径, mm;

$K_{d_2}$ —直径系数, 取  $K_{d_2} = K_{d_1} = 13 \sim 16$ ;

$T_j$ —计算转矩; 取  $T_{je}$ 与 $T_{j\phi}$ 中较小者;

### (3) 齿轮端面模数的选择

$d_2$ 选定后,可按式 $m = d_2 / z_2$ 算出从动齿轮大端模数,并用下式校核

$$m_t = K_m \sqrt[3]{T_j} = 7.02 \quad \text{取 } m_t = 7 \text{ mm}$$

式中:  $K_m$ ——模数系数, 取  $K_m = 0.3 \sim 0.4$ ;

$T_j$ ——计算转矩,  $N \cdot m$ , 取  $T_{je}$ 。

### (4) 圆锥齿轮从动齿轮的齿宽

$F$ 为其节锥距 $A_0$ 的0.3倍。对于汽车工业,主减速器螺旋锥齿轮面宽度推荐采用:

$$F = 0.155 d_2 = 41.23 \text{ mm}, \quad \text{可初取 } F_2 = 41 \text{ mm}。$$

一般习惯使锥齿轮的小齿轮齿面宽比大齿轮稍大,使其在大齿轮齿面两端都超出一些,通常小齿轮的齿面加大10%较为合适,在此取 $F_1 = 45 \text{ mm}$ 。

### (5) 螺旋锥齿轮螺旋方向

一般情况下主动齿轮为左旋,从动齿轮为右旋,以使二齿轮的轴向力有互相斥离的趋势。

(6) 螺旋角的选择格里森制推荐公式:  $\beta_1' = 25^\circ + 5^\circ \times \sqrt{\frac{z_1}{z_2}} + 90^\circ \times \frac{E}{d_2}$ 。

式中:  $z_1$ ,  $z_2$ —主、从动齿轮齿数;

$E$ —双曲面齿轮的偏移距, mm; 对螺旋锥齿轮取  $E=0$ 。

在一般机械制造用的标准制中，螺旋角推荐用  $35^\circ$

(7) 主、从动锥齿轮的螺旋方向是相反的。螺旋方向与锥齿轮的旋转方向影响其所受的轴向力的方向。当变速器挂前进挡时，应使主动锥齿轮的轴向力离开锥顶方向。这样可使主、从动齿轮有分离的趋势，防止轮齿因卡死而损坏。

所以主动锥齿轮选择为左旋，从锥顶看为逆时针运动，这样从动锥齿轮为右旋，从锥顶看为顺时针，驱动汽车前进。

表 3.1 齿轮的几何尺寸计算用表

序号	项 目	计 算 公 式	计 算 结 果
1	主动齿轮齿数	$z_1$	6
2	从动齿轮齿数	$z_2$	37
3	模数	$m$	7
4	齿面宽	$F$	$F_1=41\text{mm}$ $F_2=45\text{mm}$
5	工作齿高	$h_g = H_1 m$	$h_g = 9.17\text{mm}$
6	全齿高	$h = H_2 m$	$h = 10.108\text{mm}$
7	法向压力角	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$
8	轴交角	$\Sigma$	$\Sigma = 90^\circ$
9	节圆直径	$d = m z$	$d_1 = 42\text{mm}$ $d_2 = 259\text{mm}$
10	节锥角	$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$ $\gamma_2 = 90^\circ - \gamma_1$	$\gamma_1 = 9.21^\circ$ $\gamma_2 = 80.79^\circ$
11	节锥距	$A_0 = \frac{d_1}{2 \sin \gamma_1} = \frac{d_2}{2 \sin \gamma_2}$	$A_0 = 131.19\text{mm}$
12	周节	$t = 3.1416 m$	$t = 21.99\text{mm}$
13	齿顶高	$h_{a1} = h_g - h_{a2}$ $h_{a2} = k_a m$	$h_{a1} = 7.595\text{mm}$ $h_{a2} = 1.575\text{mm}$
14	齿根高	$h_f = h - h_a$	$h_{f1} = 2.513\text{mm}$ $h_{f2} = 8.533\text{mm}$
15	径向间隙	$c = h - h_g$	$c = 0.938\text{mm}$

序号	项 目	计 算 公 式	计 算 结 果
16	齿根角	$\delta = \arctan \frac{h_f}{A_0}$	$\delta_1 = 1.10^\circ$ $\delta_2 = 3.72^\circ$
17	面锥角	$\gamma_{a1} = \gamma_1 + \delta_2; \quad \gamma_{a2} = \gamma_2 + \delta_1$	$\gamma_{a1} = 12.93^\circ$ $\gamma_{a2} = 81.89^\circ$
18	根锥角	$\gamma_1 = \gamma_1 - \delta_1$ $\gamma_2 = \gamma_2 - \delta_2$	$\gamma_1 = 8.11^\circ$ $\gamma_2 = 79.69^\circ$
19	外圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos \gamma_1$ $d_{a2} = d_1 + 2h_{a2} \cos \gamma_2$	$d_{a1} = 79\text{mm}$ $d_{a2} = 259.5\text{mm}$
20	节锥顶点止齿轮外缘距离	$\chi_{01} = \frac{d_2}{2} - h_{a1} \sin \gamma_1$ $\chi_{02} = \frac{d_1}{2} - h_{a2} \sin \gamma_2$	$\chi_{01} = 128.28\text{mm}$ $\chi_{02} = 19.44\text{mm}$
21	理论弧齿厚	$s_1 = t - s_2$ $s_2 = S_k m$	$s_1 = 16.39\text{mm}$ $s_2 = 5.6\text{mm}$
22	齿侧间隙	$B = 0.178 \sim 0.228$	0.2mm
23	螺旋角	$\beta$	$\beta = 35^\circ$

### 3.3 主减速器锥齿轮的强度计算

在完成主减速器齿轮的几何计算之后，应对其强度进行计算，以保证其有足够的强度和寿命以及安全可靠性地工作。在进行强度计算之前应首先了解齿轮的破坏形式及其影响因素。

螺旋锥齿轮的强度计算：

#### (1) 主减速器螺旋锥齿轮的强度计算

##### ① 单位齿长上的圆周力

按发动机最大转矩计算时：

$$P = \frac{T_{e \max} \cdot i_g \cdot 10^3}{\frac{d_1}{2} \cdot F} \quad (3.6)$$

式中： $T_{e \max}$ ——发动机输出的最大转矩，在此取  $245 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；

$i_g$ ——变速器的传动比;

$d_1$ ——主动齿轮节圆直径, 在此取 42mm.;

$$\text{按上式计算一档时: } p = \frac{245 \times 4.71 \times 10^3}{\frac{42}{2} \times 41} = 1340.24 \text{ N/mm}$$

$$\text{直接档时: } p = \frac{245 \times 1 \times 10^3}{\frac{42}{2} \times 41} = 284.55 \text{ N/mm.}$$

按最大附着力矩计算时:

$$p = \frac{G_2 \cdot \varphi \cdot r_r \cdot 10^3}{\frac{d_2}{2} \cdot F} \quad (3.7)$$

式中:  $G_2$ ——汽车满载时一个驱动桥给水平地面的最大负荷, 对于后驱动桥还应考虑汽车最大加速时的负荷增加量, 在此取 58800N;

$\varphi$ ——轮胎与地面的附着系数, 在此取 0.85;

$r_r$ ——轮胎的滚动半径, 在此取 0.5m;

$$\text{按上式 } p = \frac{58800 \times 0.85 \times 0.5 \times 10^3}{129.5 \times 41} = 1838.13 \text{ N/mm.}$$

虽然附着力矩产生的  $p$  很大, 但由于发动机最大转矩的限制  $p$  最大只有 1340.24N/mm 可知, 校核成功。

② 轮齿的弯曲强度计算。汽车主减速器螺旋锥齿轮轮齿的计算弯曲应力  $\sigma_w$  (N/mm<sup>2</sup>) 为

$$\sigma_w = \frac{2 \times 10^3 T K_0 K_s K_m}{K_v B z m^2 J} \quad (3.8)$$

式中:  $\sigma_w$ ——锥齿轮轮齿的齿根弯曲应力, MPa;

$T$ ——齿轮的计算转矩, N·m;

$K_0$ ——超载系数, 一般取 1;

$K_s$ ——尺寸系数, 0.720;

$K_m$ ——载荷分配系数, 悬臂式结构,  $K_m=1.25$ ;

$K_v$ ——质量系数，对于汽车驱动桥齿轮，当齿轮接触良好，周节及径向跳动精

度高时，可取  $K_v=1$ ；

$B$ ——所计算的齿轮齿面宽； $B=41\text{mm}$ ；

$z$ ——计算齿轮的齿数；

$m$ ——齿轮端面模数； $m=7$ ；

$J$ ——齿轮的轮齿弯曲应力综合系数，取 0.03。

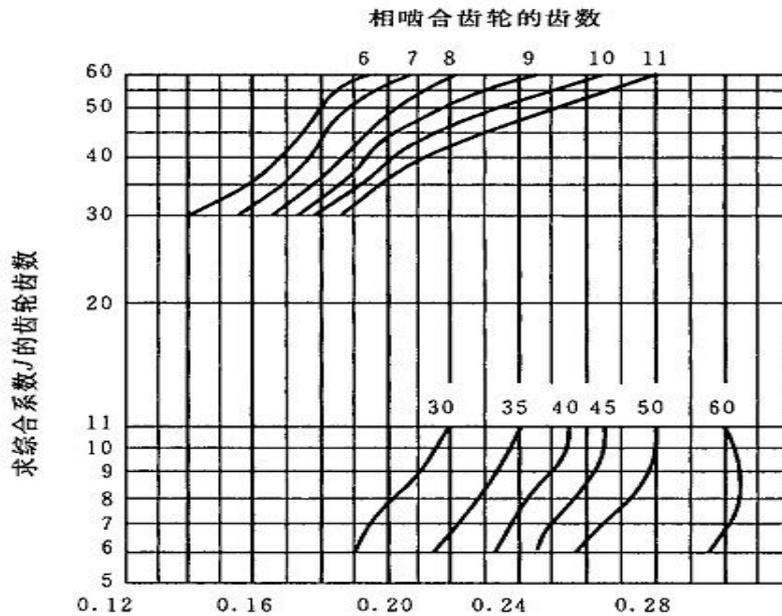


图 3.1 弯曲计算用综合系数  $J$

对于主动锥齿轮， $T=1107.79 \text{ N}\cdot\text{m}$ ；从动锥齿轮， $T=6835.08 \text{ N}\cdot\text{m}$ ；

将各参数代入式 (3.8)，有：

主动锥齿轮， $\sigma_w = 548.34\text{MPa}$ ；

从动锥齿轮， $\sigma_w = 540.61\text{MPa}$ ；

主从动锥齿轮的  $\sigma_w \leq [\sigma_w] = 700\text{MPa}$ ，轮齿弯曲强度满足要求。

按  $T_{jm}$  计算：主动锥齿轮弯曲应力  $\sigma_{w1} = 153.31 \text{ N} / \text{mm}^2 < 210 \text{ N} / \text{mm}^2$

从动锥齿轮弯曲应力  $\sigma_{w2} = 153.39 \text{ N} / \text{mm}^2 < 210 \text{ N} / \text{mm}^2$

综上所述由表 3.2，计算的齿轮满足弯曲强度的要求。

## (2) 轮齿的接触强度计算

螺旋锥齿轮齿面的计算接触应力  $\sigma_j$  (MPa) 为：

$$\sigma_j = \frac{C_p}{d_1} \sqrt{\frac{2T_{1\max} K_0 K_s K_m K_f \times 10^3}{K_v B J}} \sqrt[3]{\frac{T_1}{T_{1\max}}} \quad (3.9)$$

式中：  $T_{1\max}$  ——主动齿轮最大转矩，  $N \cdot m$ ；

$T_1$  ——主动齿轮工作转矩，  $N \cdot m$ ；

$d_1$  ——主动锥齿轮大端分度圆直径，  $mm$ ；  $d_1=42mm$

$K_f$  ——齿面质量系数，一般情况下，对于制造精确的齿轮可取  $K_f=1.0$ ；

$C_p$  ——材料的弹性系数，对于钢制齿轮副取  $232.6 N/mm$ ；

$K_s$  ——尺寸系数，它考虑了齿轮尺寸对其淬透性的影响，在缺乏经验的情况下，可取  $K_s=1$ ；

$K_0$ 、 $K_m$ 、 $K_v$  选择同式 (3.8)

$B$  ——计算齿轮的齿面宽，  $B=41mm$ ；

$J$  ——齿面接触强度的综合系数，取 0.154，见图 3.2 所示；

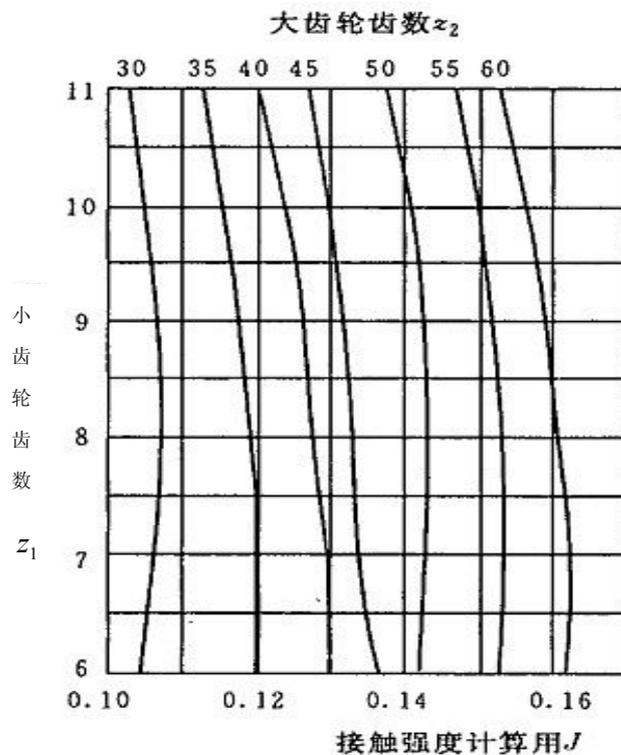


图 3.2 接触强度计算综合系数  $J$

齿轮的平均齿面接触强度： $\sigma_{jm}=1641.02\text{MPa}<[\sigma]_{jm}=1750\text{MPa}$

齿轮的最大齿面接触强度： $\sigma_{je}=2711.39\text{MPa}<[\sigma]_{je}=2800\text{MPa}$ ,

故符合要求、校核合理。

### 3.4 主减速器的轴承计算

轴承的计算主要是计算轴承的寿命。设计时，通常是先根据主减速器的结构尺寸初步确定轴承的型号，然后验算轴承寿命。影响轴承寿命的主要外因是它的工作载荷及工作条件，因此在验算轴承寿命之前，应先求出作用在齿轮上的轴向力、径向力、圆周力，然后再求出轴承反力，以确定轴承载荷。

#### 1 作用在主减速器主动齿轮上的力

如图 3.3 所示锥齿轮在工作过程中，相互啮合的齿面上作用有一法向力。该法向力可分解为沿齿轮切向方向的圆周力、沿齿轮轴线方向的轴向力及垂直于齿轮轴线的径向力。

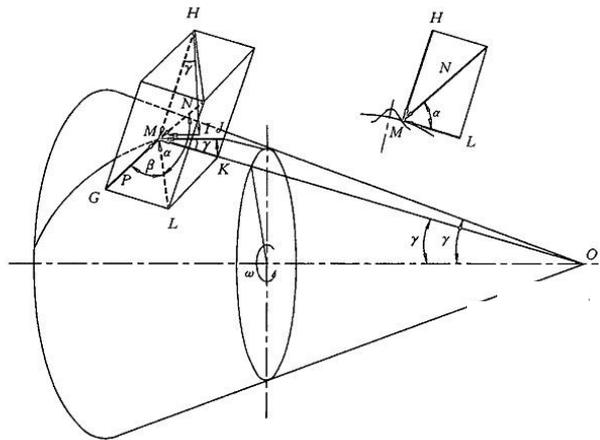


图 3.3 主动锥齿轮工作时受力情况

为计算作用在齿轮的圆周力，首先需要确定计算转矩。汽车在行驶过程中，由于变速器挡位的改变，且发动机也不全处于最大转矩状态，故主减速器齿轮的工作转矩处于经常变化中。实践表明，轴承的主要损坏形式为疲劳损伤，所以应按输入的当量转矩  $T_d$  进行计算。作用在主减速器主动锥齿轮上的当量转矩可按下式计算<sup>[10]</sup>：

$$T_d = T_{e \max} \left\{ \frac{1}{100} \left[ f_{i1} \left( i_{g1} \frac{f_{T1}}{100} \right)^3 + f_{i2} \left( i_{g2} \frac{f_{T2}}{100} \right)^3 + f_{i3} \left( i_{g3} \frac{f_{T3}}{100} \right)^3 + \dots + f_{iR} \left( i_{gR} \frac{f_{TR}}{100} \right)^3 \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (3.10)$$

式中： $T_{e \max}$  —— 发动机最大转矩，在此取  $201\text{N}\cdot\text{m}$ ；

$f_{i1}, f_{i2} \dots f_{iR}$ ——变速器在各挡的使用率，可参考表 3.4 选取 0.5%，2%，5%，15%，77.5%；

$i_{g1}, i_{g2} \dots i_{gR}$ ——变速器各挡的传动比 4.71，3.82，2.88，1.59，1；

$f_{T1}, f_{T2} \dots f_{TR}$ ——变速器在各挡时的发动机的利用率，可参考表 3.4 选取 50%，60%，70%，70%，60%。

式中： $T_{e\max}$ ——发动机最大扭矩， $N \cdot m$ ； $G_a$ ——汽车总重。

经计算  $T_d = 228.56 N \cdot m$

齿面宽中点的圆周力  $P$  为：

$$P = \frac{2T}{d_m} = 12873N \quad (3.11)$$

式中： $T$ ——作用在该齿轮上的转矩。主动齿轮的当量转矩  $T_{ld}$ ；

$d_m$ ——该齿轮齿面宽中点的分度圆直径。对于螺旋锥齿轮

$$d_{2m} = d_2 - F_2 \sin \gamma_2$$

$$d_{1m} = d_{2m} \frac{z_1}{z_2}$$

所以： $d_{1m} = 35.51mm$

$d_{2m} = 219mm$ ；

$\gamma_2$ ——从动齿轮的节锥角  $80.79^\circ$ 。

表 3.2 圆锥齿轮轴向力与径向力

主动齿轮		轴向力	径向力
螺旋方向	旋转方向		
右	顺时针	$A_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha \cdot \sin \gamma_2 - \sin \beta \cdot \cos \gamma_2)$	$R_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha \cdot \cos \gamma_2 + \sin \beta \cdot \sin \gamma_2)$
左	反时针	$A_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha \cdot \sin \gamma_1 + \sin \beta \cdot \cos \gamma_1)$	$R_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha \cdot \cos \gamma_1 - \sin \beta \cdot \sin \gamma_1)$

右	反时针	$A_1 = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha \cdot \sin\gamma_1 + \sin\beta \cdot \cos\gamma_1)$	$R_1 = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha \cdot \cos\gamma_1 - \sin\beta \cdot \sin\gamma_1)$
左	顺时针	$A_2 = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha \cdot \sin\gamma_2 - \sin\beta \cdot \cos\gamma_2)$	$R_2 = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha \cdot \cos\gamma_2 + \sin\beta \cdot \sin\gamma_2)$

主动齿轮的螺旋方向为左；旋转方向为顺时针：

$$A_1 = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha \cdot \sin\gamma_1 + \sin\beta \cdot \cos\gamma_1) = 9763 \text{ N} \quad (3.12)$$

$$R_1 = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha \cdot \cos\gamma_1 - \sin\beta \cdot \sin\gamma_1) = 7026 \text{ N} \quad (3.13)$$

从动齿轮的螺旋方向为右；旋转方向为逆时针：

$$A_2 = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha \cdot \sin\gamma_2 - \sin\beta \cdot \cos\gamma_2) = 7026 \text{ (N)} \quad (3.14)$$

$$R_2 = \frac{P}{\cos\beta}(\tan\alpha \cdot \cos\gamma_2 + \sin\beta \cdot \sin\gamma_2) = 9763 \text{ (N)} \quad (3.15)$$

式中： $\alpha$ ——齿廓表面的法向压力角  $20^\circ$ ；

$\gamma_1$ ——主动齿轮的节锥角  $9.21^\circ$ ；

$\gamma_2$ ——从动齿轮的节锥角  $80.79^\circ$ 。

## 2 主减速器轴承载荷的计算

轴承的轴向载荷就是上述的齿轮的轴向力。但如果采用圆锥滚子轴承作支承时，还应考虑径向力所应起的派生轴向力的影响。而轴承的径向载荷则是上述齿轮的径向力，圆周力及轴向力这三者所引起的轴承径向支承反力的向量和。当主减速器的齿轮尺寸，支承形式和轴承位置已初步确定，计算出齿轮的轴向力、径向力圆周力后，则可计算出轴承的径向载荷。

对于采用悬臂式的主动锥齿轮和跨置式的从动锥齿轮的轴承径向载荷，如图 3.4 所示

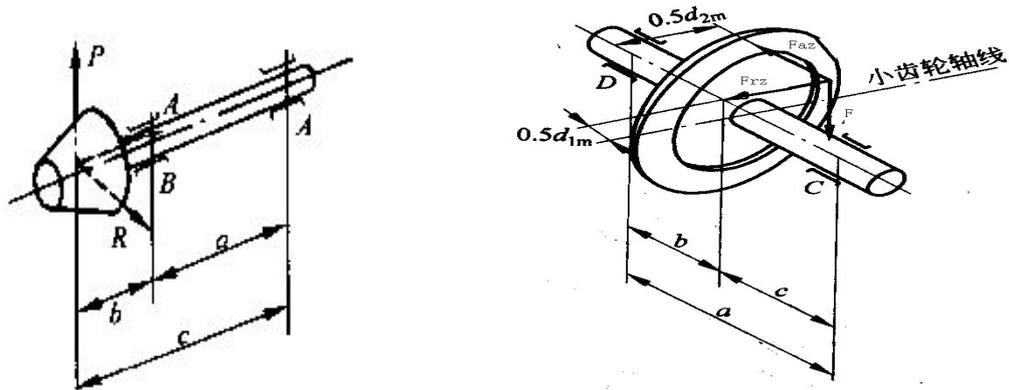


图 3.4 主减速器轴承的布置尺寸

轴承 A, B 的径向载荷分别为

$$R_A = \frac{1}{a} \sqrt{(P \cdot b)^2 + (R_1 \cdot b - 0.5A_1 \cdot d_{1m})^2} \quad (3.16)$$

$$R_B = \frac{1}{a} \sqrt{(P \cdot c)^2 + (R_1 \cdot c - 0.5A_1 \cdot d_{1m})^2} \quad (3.17)$$

式中：已知  $P=12873\text{N}$ ,  $R_1=7026\text{N}$ ,  $A_1=9763\text{N}$ ,  $d_{1m}=35.51\text{mm}$ ,  $a=30\text{mm}$ ,  $b=60\text{mm}$ ,  $c=150\text{mm}$ 。

所以，轴承 A 的径向力  $R_A=5191.72\text{N}$

轴承 B 的径向力  $R_B=13310.14\text{N}$

悬臂式支撑的主动齿轮  $a=30$ ,  $b=60$ ,  $c=150$

式中： $R_A$ ,  $R_B$ ——轴承 A、B 的径向载荷

$P$ ——齿面宽中点处的圆周力；

$A$ ——主动齿轮的轴向力；

$R$ ——主动齿轮的径向力；

$d_{1m}$ ——主动齿轮齿面宽中点的分度圆直径。

### 3.5 主减速器的润滑

润滑油主减速器及差速器的齿轮、轴承以及其他摩擦表面均需润滑，其中尤其应注意主减速器主动锥齿轮的前轴承的润滑，因为其润滑不能靠润滑油的飞溅来实现。为此，通常是在从动齿轮的前端靠近主动齿轮处的主减速壳的内壁上设一专门的集油槽，将飞溅到壳体内壁上的部分润滑油收集起来再经过近油孔引至前轴承圆锥滚子的小端处，由于圆锥滚子在旋转时的泵油作用，使润滑油由圆锥滚子的下端通向大端，并经前轴承前端的回油孔流回驱动桥壳中间的油盆中，使得到循环。这样不但可使轴

---

承得到良好的润滑、散热和清洗，而且可以保护前端的油封不被损坏。为了保证有足够的润滑油流进差速器，有的采用专门的倒油匙<sup>[10]</sup>。

为了防止因温度升高而使主减速器壳和桥壳内部压力增高所引起的漏油，应在主减速器壳上或桥壳上装置通气塞，后者应避开油溅所及之处。

加油孔应设置在加油方便之处，油孔位置也决定了油面位置。放油孔应设在桥壳最低处，但也应考虑到汽车在通过障碍时放油塞不易被撞掉。

### 3.6 本章小结

本章根据所给参数确定了主减速器的参数，对主减速器齿轮计算载荷的计算、齿轮参数的选择，螺旋锥齿轮的几何尺寸计算与强度计算并对主减速器齿轮的材料及热处理，主减速器的润滑等做了必要的交待。选择了机械设计、机械制造的标准参数。

---

## 第 4 章 差速器的设计

### 4.1 差速器的结构形式

汽车上广泛采用的差速器为对称锥齿轮式差速器，具有结构简单、质量较小等优点，应用广泛。它可分为普通锥齿轮式差速器、摩擦片式差速器和强制锁止式差速器。普通锥齿轮式差速器的传动机构为齿轮式。锥齿轮差速器要圆锥齿轮式和圆柱齿轮式两种。

强制锁止式差速器就是在对称式锥齿轮差速器上设置差速锁。当一侧驱动轮滑转时，可利用差速锁使差速器不起差速作用。差速锁在军用汽车上应用较广。

经方案论证，差速器结构形式选择对称式圆锥行星齿轮差速器。

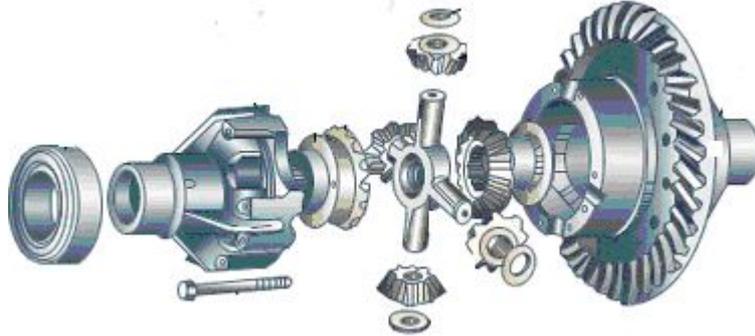


图 4.1 普通的对称式圆锥行星齿轮差速器

普通的对称式圆锥行星齿轮差速器由差速器左、右壳，2 个半轴齿轮，4 个行星齿轮(少数汽车采用 3 个行星齿轮，小型、微型汽车多采用 2 个行星齿轮)，行星齿轮轴(不少装 4 个行星齿轮的差速器采用十字轴结构)，半轴齿轮及行星齿轮垫片等组成。由于其结构简单、工作平稳、制造方便、用在公路汽车上也很可靠等优点，最广泛地用在轿车、客车和各种公路用载货汽车上。有些越野汽车也采用了这种结构，但用到越野汽车上需要采取防滑措施。例如加进摩擦元件以增大其内摩擦，提高其锁紧系数；或加装可操纵的、能强制锁住差速器的装置——差速锁等。

### 4.2 差速器的齿轮材料

差速器齿轮和主减速器齿轮一样，基本上都是用渗碳合金钢制造，目前用于制造差速器锥齿轮的材料为 20CrMnTi、20CrMoTi、22CrMnMo 和 20CrMo 等。由于差速器齿轮轮齿要求的精度较低，所以精锻差速器齿轮工艺已被广泛应用。

### 4.3 圆锥齿轮差速器齿轮设计

行星齿轮数目的选择 该车型多用 4 个行星齿轮。

行星齿轮球面半径  $R_B$  (mm) 的确定: 锥行星齿轮差速器的尺寸通常决定于行星齿轮背面的球面半径  $R_B$ , 它就是行星齿轮的安装尺寸, 实际上代表了差速器圆锥齿轮的节锥距, 在一定程度上表征了差速器的强度。

球面半径可根据经验公式来确定<sup>[12]</sup>:

$$R_B = K_B \sqrt[3]{T_j} = 47.444 \sim 56.744 \text{mm} \quad (4.1)$$

取  $R_B = 49 \text{m}$

式中:  $K_B$ ——行星齿轮球面半径系数, 2.5~3.0 于有 2 个行星轮的轿车以及所有的越野汽车和矿用汽车取大值, 取 3.0。

$R_B$  确定后, 即根据下式预选其节锥距:

$$A_0 = (0.98 \sim 0.99) R_B = 47.04 \sim 47.52 \text{mm} \quad (4.2)$$

取 48mm

行星齿轮与半轴齿轮齿数的选择 为了得到较大的模数从而使齿轮有较高的强度, 应使行星齿轮的齿数尽量少, 但一般不应少于 10。半轴齿轮的齿数采用 14~25。半轴齿轮与行星齿轮的齿数比多在 1.5~2 范围内。取  $z_1=10$ ,  $z_2=20$ 。

在任何圆锥行星齿轮式差速器中, 左、右两半轴齿轮的齿数  $z_{2L}, z_{2R}$  之和, 必须能被行星齿轮的数目  $n$  所整除, 否则将不能安装, 即应满足:

$$\frac{z_{2L} + z_{2R}}{n} = 10 \quad (4.3)$$

差速器圆锥齿轮模数及半轴齿轮节圆直径的初步确定 先初步求出行星齿轮和半轴齿轮的节锥角  $\gamma_1, \gamma_2$ :

$$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} = 27^\circ; \gamma_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1} = 63^\circ \quad (4.4)$$

式中:  $z_1, z_2$ ——行星齿轮和半轴齿轮齿数。

再根据下式初步求出圆锥齿轮的大端模数:

$$m = \frac{2A_0}{z_1} \sin \gamma_1 = \frac{2A_0}{z_2} \sin \gamma_2 = 4.36 \quad (4.5)$$

取标准模数 5;

式中： $A_0, z_1, z_2$ 在前面已初步确定。

算出模数后，节圆直径  $d$  即可由下式求得：

$$d_1 = mz_1 = 50\text{mm}; \quad d_2 = mz_2 = 100\text{mm} \quad (4.6)$$

压力角  $\alpha$  目前汽车差速器齿轮大都选用  $22^\circ 30'$  的压力角，齿高系数为 0.8，最少齿数可减至 10，并且再小齿轮（行星齿轮）齿顶不变尖的情况下还可由切相修正加大半轴齿轮齿厚，从而使行星齿轮与半轴齿轮趋于等强度。

行星齿轮安装孔  $\phi$  与行星齿轮名义直径相同，而行星齿轮安装孔的深度  $L$  就是行星齿轮在其轴上的支承长度，如图 4.2 所示。

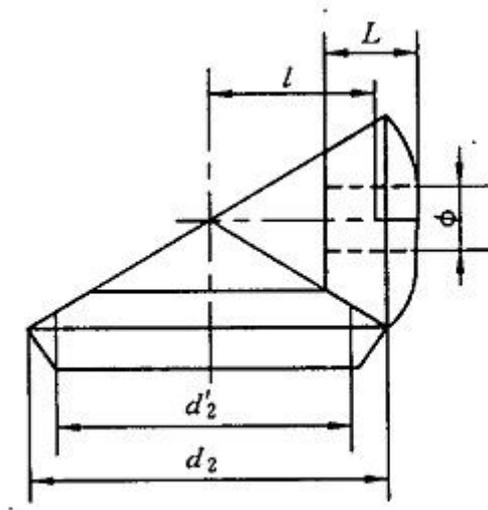


图 4.2 安装孔直径  $\phi$  及其深度  $L$

$$L = 1.1\phi = 26 \text{ (mm)} \quad L\phi = 1.1\phi^2 = \frac{T_0 \cdot 10^3}{[\sigma_c] \cdot nl}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{T_0 \cdot 10^3}{1.1[\sigma_c]nl}} = 23.72 \text{ mm} \quad (4.7)$$

式中： $T_0$ ——差速器传递的转矩  $6835.08 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；

$n$ ——行星齿轮数 4；

$l$ ——行星齿轮支承面中点到锥顶的距离，mm.  $l \approx 0.5d_2'$ ， $d_2'$  是半轴齿轮齿面

宽中点处的直径  $d_2' \approx 0.8d_2$ ， $l = 40$

$[\sigma_c]$ ——支承面的许用挤压应力，取为 69MPa。

表 4.1 为汽车差速器用锥齿轮的几何尺寸计算步骤，表中计算用的弧齿厚系数 $\tau$ 见图 4.3。

表 4.1 汽车差速器锥齿轮的几何尺寸计算表

序号	项 目	计 算 公 式 及 结 果
1	行星齿轮齿数	$z_1 = 10$
2	半轴齿轮齿数	$z_2 = 20$
3	模数	$m = 5$
4	齿面宽	$F = 0.30A_0 = 13\text{mm}$
5	齿工作高	$h_g = 1.6m = 8\text{mm}$
6	齿全高	$h = 1.788m + 0.051 = 8.991\text{mm}$
7	压力角	$\alpha = 22^\circ 30'$
8	轴交角	$\Sigma = 90^\circ$
9	节圆直径	$d_1 = mz_1 = 50\text{mm}; d_2 = mz_2 = 100\text{mm}$
10	节锥角	$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} = 27^\circ; \gamma_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1} = 63^\circ$
11	节锥距	$A_0 = \frac{d_1}{2 \sin \gamma_1} = \frac{d_2}{2 \sin \gamma_2} = 56\text{mm}$
12	周节	$t = 3.1416m = 15.708\text{mm}$
13	齿顶高	$h_1' = h_g - h_2' = 5.926\text{mm}$ $h_2' = \left[ 0.430 + \frac{0.370}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2} \right] m = 2.874\text{mm}$
14	齿根高	$h_1'' = 1.788m - h_1' = 3.014\text{mm}$ $h_2'' = 1.788m - h_2' = 6.068\text{mm}$
15	径向间隙	$c = h - h_g = 0.188m + 0.051 = 0.991$

序号	项 目	计 算 公 式 及 结 果
16	齿根角	$\delta_1 = \arctan \frac{h_1''}{A_0} = 3.08^\circ$ $\delta_2 = \arctan \frac{h_2''}{A_0} = 6.18^\circ$
17	面锥角	$\gamma_{01} = \gamma_1 + \delta_2 = 33.18^\circ$ $\gamma_{02} = \gamma_2 + \delta_1 = 66.08^\circ$
18	根锥角	$\gamma_{R1} = \gamma_1 - \delta_1 = 23.92^\circ$ $\gamma_{R2} = \gamma_2 - \delta_2 = 56.82^\circ$
19	外圆直径	$d_{01} = d_1 + 2h_1' \cos \gamma_1 = 60.56 \text{ mm}$ $d_{02} = d_2 + 2h_2' \cos \gamma_2 = 102.6 \text{ mm}$
20	节锥顶点至齿 轮外缘距离	$\chi_{01} = \frac{d_1}{2} - h_1' \sin \gamma_1 = 47.68 \text{ mm}$ $\chi_{02} = \frac{d_2}{2} - h_2' \sin \gamma_2 = 22.44 \text{ mm}$
21	理论弧齿厚	$S_1 = t - S_2 = 9.124 \text{ mm}$ $S_2 = \frac{t}{2} - (h_1' - h_2') \tan \alpha - \pi m = 6.584 \text{ mm}$
22	齿侧间隙	$B = 0.15 \text{ mm}$

#### 4.4 圆锥齿轮差速器齿轮强度计算

差速器齿轮主要进行弯曲强度计算，而对于疲劳寿命则不予考虑，这是由于行星齿轮在差速器的工作中经常只起等臂推力杆的作用，仅在左/右驱动车轮有转速差时行星齿轮和半轴齿轮之间有相对滚动的缘故。

汽车差速器齿轮的弯曲应力为

$$\sigma_w = \frac{2 \cdot 10^3 TK_0 K_s K_m}{K_v F z_2 m^2 J} \quad (4.8)$$

式中：T——差速器一个行星齿轮给予一个半轴齿轮的转矩， $N \cdot m$ ；

$$T = \frac{T_j \times 0.6}{n} \quad (4.9)$$

$$T_E = \frac{T_j \times 0.6}{n} = \frac{6835.08 \times 0.6}{4} = 1025.262 \text{ N} \cdot \text{m};$$

$$T_m = \frac{T_{jm} \times 0.6}{n} = \frac{1911 \times 0.6}{4} = 286.65 \text{ N} \cdot \text{m};$$

n——差速器行星齿轮数目 4;

$z_2$ ——半轴齿轮齿数 20;

$K_0$ ——超载系数 1.0;

$K_v$ ——质量系数 1.0;

$K_s$ ——尺寸系数  $K_s = \sqrt[4]{\frac{m}{25.4}} = 0.67$ ;

$K_m$ ——载荷分配系数 1.1;

F——齿面宽 13mm;

m——模数 5mm;

J——计算汽车差速器齿轮弯曲应力的总和系数 0.224, 见图 4.4。

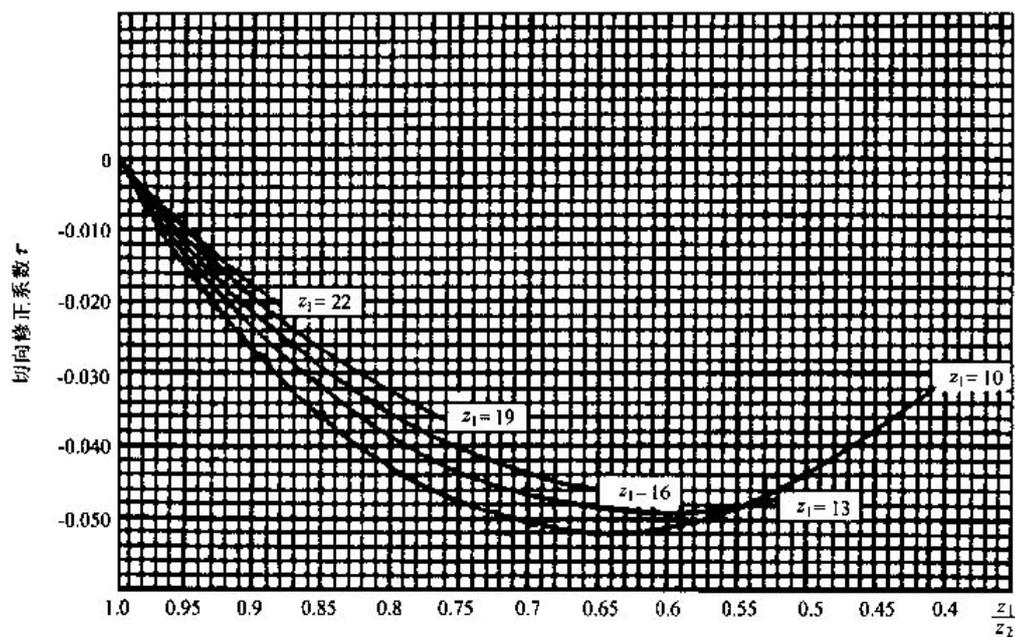


图 4.3 汽车差速器直齿锥齿轮切向修正系数 (弧齿系数)

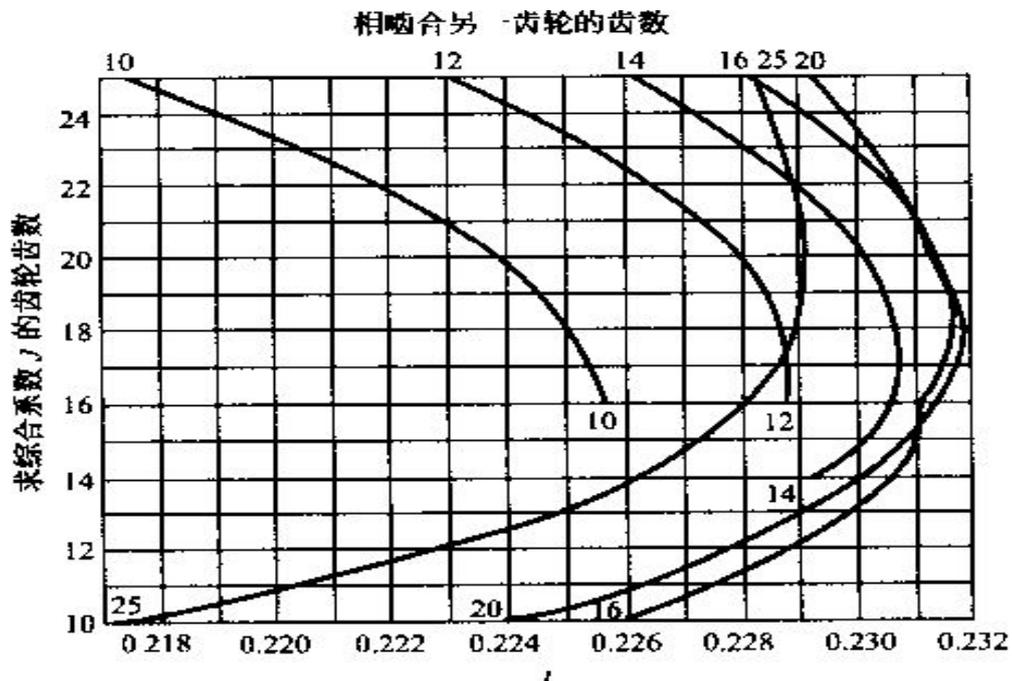


图 4.4 弯曲计算用综合系数 J

以  $T_{je}$  计算得:  $\sigma_w = \frac{2000 \times 1025.262 \times 1.25 \times 0.67}{48 \times 20 \times 25 \times 0.224} = 319 \text{ MPa} < [\sigma_w] = 980 \text{ MPa}$

以  $T_{jm}$  计算得:  $\sigma_w = \frac{2000 \times 286.65 \times 1.25 \times 0.67}{48 \times 20 \times 25 \times 0.224} = 89.31 \text{ MPa} < [\sigma_w] = 210 \text{ MPa}$

所以综上所述差速器齿轮强度满足要求。

#### 4.5 本章小结

本章首先说明了差速器作用及工作原理，对对称式圆锥行星齿轮差速器的基本参数进行了必要的设计计算，对差速器齿轮的几何尺寸及强度进行了计算，最终确定了所设计差速器的各个参数，取得机械设计、机械制造的标准值并满足了强度计算和校核。

---

## 第 5 章 半轴设计

### 5.1 半轴的形式

普通非断开式驱动桥的半轴，根据其外端的支承型式或受力状况的不同而分为半浮式、3/4 浮式和全浮式三种。

半浮式半轴以靠近外端的轴颈直接支承在置于桥壳外端内孔中的轴承上，而端部则以具有锥面的轴颈及键与车轮轮毂相固定，或以突缘直接与车轮轮盘及制动鼓相联接)。因此，半浮式半轴除传递转矩外，还要承受车轮传来的弯矩。由此可见，半浮式半轴承受的载荷复杂，但它具有结构简单、质量小、尺寸紧凑、造价低廉等优点。用于质量较小、使用条件较好、承载负荷也不大的轿车和轻型载货汽车。

3/4 浮式半轴的结构特点是半轴外端仅有一个轴承并装在驱动桥壳半轴套管的端部，直接支承着车轮轮毂，而半轴则以其端部与轮毂相固定。由于一个轴承的支承刚度较差，因此这种半轴除承受全部转矩外，弯矩要由半轴及半轴套管共同承受，即 3/4 浮式半轴还得承受部分弯矩，后者的比例大小依轴承的结构型式及其支承刚度、半轴的刚度等因素决定。侧向力引起的弯矩使轴承有歪斜的趋势，这将急剧降低轴承的寿命。可用于轿车和轻型载货汽车，但未得到推广。

全浮式半轴的外端与轮毂相联，而轮毂又由一对轴承支承于桥壳的半轴套管上。多采用一对圆锥滚子轴承支承轮毂，且两轴承的圆锥滚子小端应相向安装并有一定的预紧，调好后由锁紧螺母予以锁紧，很少采用球轴承的结构方案。

由于车轮所承受的垂向力、纵向力和侧向力以及由它们引起的弯矩都经过轮毂、轮毂轴承传给桥壳，故全浮式半轴在理论上只承受转矩而不承受弯矩。但在实际工作中由于加工和装配精度的影响及桥壳与轴承支承刚度的不足等原因，仍可能使全浮式半轴在实际使用条件下承受一定的弯矩，弯曲应力约为 5~70MPa。具有全浮式半轴的驱动桥的外端结构较复杂，需采用形状复杂且质量及尺寸都较大的轮毂，制造成本较高，故轿车及其它小型汽车不采用这种结构。但由于其工作可靠，故广泛用于轻型以上的各类汽车上。本车选用全浮式半轴传动。

### 5.2 半轴的材料与热处理

本设计半轴采用 40Cr，半轴的热处理采用高频、中频感应淬火。这种处理方法使半轴表面淬硬达 HRC52~63，硬化层深约为其半径的 1/3，心部硬度可定为 HRC30~35；不淬火区（凸缘等）的硬度可定在 HRC24~27 范围内。由于硬化层本

身的强度较高，加之在半轴表面形成大的残余压应力，以及采用喷丸处理、滚压半轴突缘根部过渡圆角等工艺，使半轴的静强度和疲劳强度大为提高，尤其是疲劳强度提高十分显著。

### 5.3 半轴的设计与计算

驱动车轮的传动装置位于汽车传动系的末端，其功用是将转矩由差速器半轴传给驱动车轮。在断开式驱动桥和转向驱动桥中，驱动车轮的传动装置包括半轴和万向节传动装置且多采用等速万向节。在一般非断开式驱动桥上，驱动车轮的传动装置就是半轴，这时半轴将差速器齿轮和轮毂连接起来。在装有轮边减速器的驱动桥上，半轴将半轴齿轮与轮边减速器的主动齿轮连接起来。

#### 5.3.1 全浮式半轴的计算载荷的确定

半轴的主要尺寸是它的直径，设计计算时首先应合理地确定其计算载荷。半轴计算应考虑到以下三种可能的载荷工况：

(1) 纵向力  $X_2$ （驱动力或制动力）最大时（ $X_2 = Z_2 \varphi$ ），附着系数  $\varphi$  取 0.8，没有侧向力作用；

(2) 侧向力  $Y_2$  最大时，其最大值发生于侧滑时，为  $Z_2 \varphi_1$ ，侧滑时轮胎与地面的侧向附着系数  $\varphi_1$  在计算中取 1.0，没有纵向力作用；

(3) 垂向力最大时，这发生在汽车以可能的高速通过不平路面时， $k_d$ ， $k_d$  是动载荷系数，这时没有纵向力和侧向力的作用。

全浮式半轴在上述第一种工况下

纵向力应按最大附着力计算，即

$$X_{2L} = X_{2R} = \frac{m' G_2}{2} \varphi = 15288 \text{ N} \quad (5.1)$$

式中： $m'$ ——汽车加速和减速时的质量转移系数，对于后驱动桥可取 1.3；

$\varphi$ ——轮胎与的地面的附着系数 0.8；

对于驱动车轮来说，当按发动机最大转矩及传动系最低档传动比计算所得的纵向力小于按最大附着力所决定的纵向力时，则按下式计算，即

$$X_{2L} \text{ 或 } X_{2R} = \xi T_{e \max} i_{TL} \eta_T / r_r = 7689.28 \text{ N} \quad (5.2)$$

式中： $\xi$ ——差速器的转矩分配系数 0.6；

$T_{e\max}$  —— 发动机最大转矩  $245 N \cdot m$  ;

$i_{TL}$  —— 传动系最低档传动比 29.06;

$\eta_T$  —— 汽车传动效率 0.9;

$r_r$  —— 轮胎滚动半径 0.5m。

取两者的较小值, 所以  $X_{2L} = X_{2R} = 7689.28N$

$$\text{转矩为: } T = X_{2L} \cdot r_r = X_{2R} \cdot r_r = 3844.64 N \cdot m \quad (5.3)$$

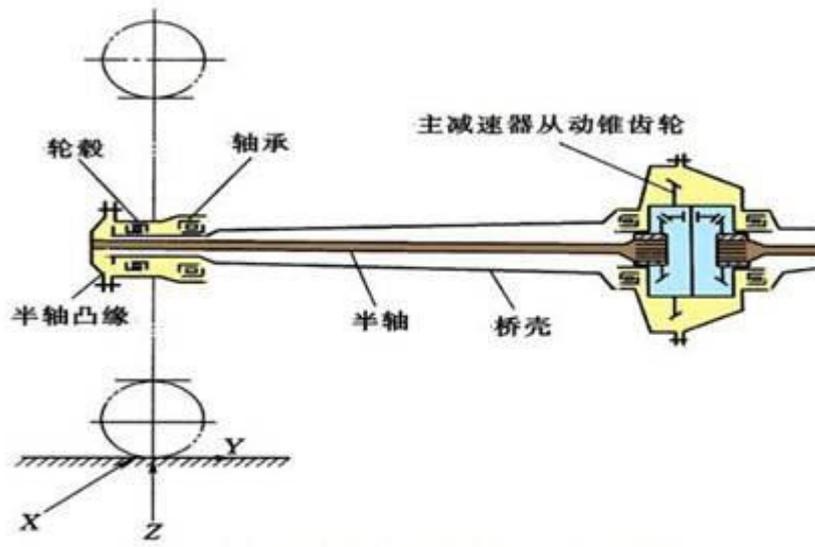


图 5.1 全浮式半轴支承示意图

### 5.3.2 全浮半轴杆部直径的初选

设计时, 半浮式半轴杆部直径的初步选择可按下式进行:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0.196[\tau]}} = (2.05 \sim 2.18) \sqrt[3]{T} = 32.11 \sim 34.15 \text{mm} \text{ 取 } d=33 \text{mm} \quad (5.4)$$

式中:  $d$  —— 半轴杆部直径 mm;

$T$  —— 半轴的计算转矩,  $3844.64 N \cdot m$  ;

$[\tau]$  —— 半轴转矩许用应力, MPa。因半轴材料取 40Cr,  $[\tau]$  为 784MPa 左右,

考虑安全系数在 1.3~1.6 之间, 可取  $[\tau]=490\sim 588\text{MPa}$ 。

### 5.3.3 全浮半轴强度计算

半轴的扭转应力可由下式

$$\tau = \frac{T}{\frac{\pi}{16}d^3} \times 10^3 = N \cdot mm \leq [\tau] \quad (5.5)$$

式中： $\tau$ ——半轴扭转应力，MPa；

T——半轴的计算转矩 3844.64 N·m；

d——半轴杆部直径 33mm；

$[\tau]$ ——半轴的扭转许用应力，取 $[\tau]=490\sim 588\text{MPa}$ 。

$$\tau = \frac{T}{\frac{\pi}{16}d^3} \times 10^3 = \frac{3844.64}{\frac{\pi}{16}33^3} \times 10^3 = 545.14 < [\tau], \text{ 强度满足要求。}$$

半轴的最大扭转角为

$$\theta = \frac{Tl}{GJ} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot 10^3 \quad (5.6)$$

式中：T——半轴承受的最大转矩，3844.64 N·m；

l——半轴长度 768mm；

G——材料的剪切弹性模量  $8.4 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$ ；

J——半轴横截面的极惯性矩， $J = \frac{\pi}{32}d^4 = 147249\text{mm}^4$ 。

经计算最大扭转角 $\theta=14.48^\circ$ ，扭转角宜选为 $6^\circ\sim 15^\circ$ 满足条件。

### 5.3.4 全浮式半轴花键强度计算

为了使半轴的花键内径不小于其杆部直径，常常将加工花键的端部做得粗些，并适当地减小花键槽的深度，因此花键齿数必须相应地增加，通常取 10 齿(轿车半轴)至 18 齿(载货汽车半轴)。半轴的破坏形式多为扭转疲劳破坏，因此在结构设计上应尽量增大各过渡部分的圆角半径以减小应力集中，本次设计时考虑到此处花键部分与杆部之间的倒角为 13mm。重型车半轴的杆部较粗，外端突缘也很大，当无较大锻造设备时可采用两端均为花键联接的结构，且取相同花键参数以简化工艺。在现代汽车半轴上，渐开线花键用得较广，但也有采用矩形或梯形花键的。本次设计采用带有凸缘的全浮式半轴，采用渐开线花键。

根据杆部直径为 33mm，选择的渐开线的花键具体参数为：花键齿数为 12，模数 3 分度圆直径 36mm，分度圆上压力角为 30°。

半轴花键的剪切应力为：

$$\tau_s = \frac{T \times 10^3}{\left(\frac{D_B + d_A}{4}\right) z L_p b \phi} \quad \text{MPa} \quad (5.7)$$

半轴花键的挤压应力为：

$$\sigma_c = \frac{T \times 10^3}{\left(\frac{D_B + d_A}{4}\right) \left(\frac{D_B - d_A}{2}\right) z L_p \phi} \quad \text{MPa} \quad (5.8)$$

式中：  $T$  ——半轴承受的最大转矩 4005.15  $N \cdot m$ ；

$D_B$  ——半轴花键外径，40mm；

$d_A$  ——相配的花键孔内径，35mm；

$z$  ——花键齿数 12；

$L_p$  ——花键的工作长度 70mm；

$b$  ——花键齿宽， $b = \frac{1}{2} \pi \cdot m = 4.71\text{mm}$ ；

$\phi$  ——载荷分布的不均匀系数，计算时取为 0.75。

根据上式计算：

$$\tau_s = \frac{T \times 10^3}{\left(\frac{D_B + d_A}{4}\right) z L_p b \phi} = \frac{3844.64 \times 10^3}{\left(\frac{35 + 40}{4}\right) \times 12 \times 70 \times 4.71 \times 0.75} = 69.10 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = \frac{T \times 10^3}{\left(\frac{D_B + d_A}{4}\right) \left(\frac{D_B - d_A}{2}\right) z L_p \phi} = \frac{3844.64 \times 10^3}{\left(\frac{35 + 40}{4}\right) \times \left(\frac{40 - 35}{2}\right) \times 12 \times 70 \times 0.75} = 191.08 \text{ MPa}$$

当传递最大转矩时，半轴花键的剪切应力不超过 71.05Mpa，挤压应力不超过 196Mpa，所以校核成功。

## 5.4 本章小结

本章对半轴做了设计计算。在全浮式半轴的设计计算中首先考虑到三种可能的载荷工况。对纵向力（驱动力或制动力）最大时，没有侧向力作用这一工况进行了计算。

---

做了必要的半轴设计计算并进行了校核选取了机械设计、机械制造标准值，对材料和热处理做了必要的说明。

---

## 第 6 章 驱动桥桥壳设计

### 6.1 桥壳的结构形式

驱动桥桥壳是汽车上的主要零件之一，非断开式驱动桥的桥壳起着支承汽车荷重的作用，并将载荷传给车轮。作用在驱动车轮上的牵引力，制动力、侧向力和垂向力也是经过桥壳传到悬挂及车架或车厢上。因此桥壳既是承载件又是传力件，同时它又是主减速器、差速器及驱动车轮传动装置(如半轴)的外壳。

在汽车行驶过程中，桥壳承受繁重的载荷，设计时必须考虑在动载荷下桥壳有足够的强度和刚度。为了减小汽车的簧下质量以利于降低动载荷、提高汽车的行驶平顺性，在保证强度和刚度的前提下应力求减小桥壳的质量。桥壳还应结构简单、制造方便以利于降低成本。其结构还应保证主减速器的拆装、调整、维修和保养方便。在选择桥壳的结构型式时，还应考虑汽车的类型、使用要求、制造条件、材料供应等。

桥壳的结构形式可分为

#### a) 可分式桥壳

可分式桥壳的整个桥壳由一个垂直接合面分为左右两部分，每一部分均由一个铸件壳体和一個压入其外端的半轴套管组成。半轴套管与壳体用铆钉联接。在装配主减速器及差速器后左右两半桥壳是通过在中央接合面处的螺栓联成一个整体。其特点是桥壳制造工艺简单、主减速器轴承支承刚度好。但对主减速器的装配、调整及维修都很不方便，桥壳的强度和刚度也比较低。过去这种所谓两段可分式桥壳见于轻型汽车，由于上述缺点现已很少采用。

#### b) 整体式桥壳

整体式桥壳的特点是将整个桥壳制成一个整体，桥壳犹如一整体的空心梁，其强度及刚度都比较好。且桥壳与主减速器壳分作两体，主减速器齿轮及差速器均装在独立的主减速壳里，构成单独的总成，调整好以后再由桥壳中部前面装入桥壳内，并与桥壳用螺栓固定在一起。使主减速器和差速器的拆装、调整、维修、保养等都十分方便。

整体式桥壳按其制造工艺的不同又可分为铸造整体式、钢板冲压焊接式和钢管扩张成形式三种。本设计选用整体式铸造式桥壳。

---

## 6.2 桥壳的受力分析及强度计算

### 6.2.1 桥壳的弯曲应力计算

桥壳犹如一空心横梁，两端经轮毂轴承支承于车轮上，在钢板弹簧座处桥壳承受汽车的簧上载荷，而沿两侧轮胎中心线，地面给轮胎以反力  $G_2/2$ （双胎时则沿双胎中心线），桥壳则承受此力与车轮重力  $g_w$  之差值，计算简图如图 6.1 所示。

桥壳按静载荷计算时，在其两钢板弹簧座之间的弯矩为

$$M = \left( \frac{G_2}{2} - g_w \right) \frac{B-s}{2} \quad \text{N}\cdot\text{m} \quad (6.1)$$

式中：  $G_2$ ——汽车满载时静止于水平路面时驱动桥给地面的载荷，在此 47040N；

$g_w$ ——车轮（包括轮毂、制动器等）重力，N；

$B$ ——驱动车轮轮距，为 1.586m；

$s$ ——驱动桥壳上两钢板弹簧座中心间的距离，为 1.2m。

桥壳的危险断面通常在钢板弹簧座附近。通常由于  $g_w$  远小于  $G_2/2$ ，且设计时不易准确预计，当无数据时可以忽略不计所以：

$$M = \frac{47040 \times (1.586 - 1.2)}{2 \times 2} = 4539.36 \text{N}\cdot\text{m}$$

而静弯曲应力为：

$$\sigma_{wj} = 10^3 \frac{M}{W_v} = 132.87 \text{MPa} \quad (6.2)$$

式中：  $W_v$ ——危险断面处桥壳的垂向弯曲截面

$$W_v = W_h = \frac{\pi D^3}{32} \left( 1 - \frac{d^4}{D^4} \right) = 34163 \text{mm}^3 \quad (6.3)$$

扭转截面系数：

$$W_t = \frac{\pi D^3}{16} \left( 1 - \frac{d^4}{D^4} \right) = 68326 \text{mm}^3 \quad (6.4)$$

### 6.2.2 在不平路面冲击载荷作用下桥壳的强度计算

当汽车高速行驶于不平路面上时，桥壳除承受在静载状态下的载荷外，还承受附加的冲击载荷。这时桥壳载动载荷下的弯曲应力为：

$$\sigma_{wd} = k_d \sigma_{wj} = 332.18 \text{MPa} \quad (6.5)$$

式中： $k_d$ ——动载荷系数，对载货汽车取 2.5；

$\sigma_{wj}$ ——桥壳载静载荷下的弯曲应力，132.87MPa；

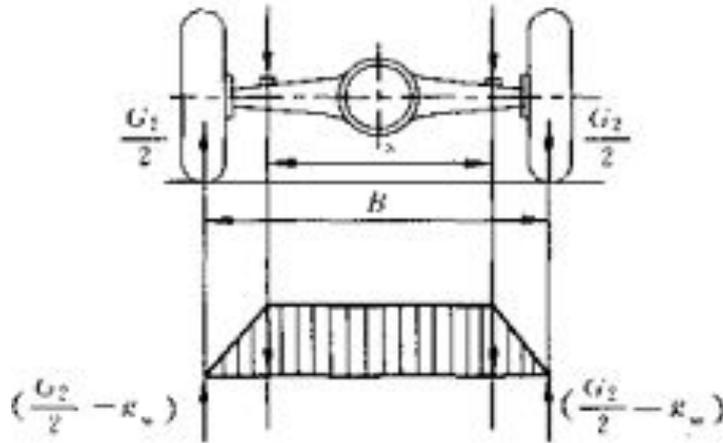


图 6.1 桥壳静弯曲应力的计算简图

### 6.2.3 汽车以最大牵引力行驶时的桥壳的强度计算

这时不考虑侧向力。图 6.2 为汽车以最大牵引力行驶时桥壳的受力分析简图。此时作用在左右驱动车轮上除有垂向反力外，尚有切向反力。地面对左右驱动车轮的最大切向反力共为

$$P_{\max} = T_{e\max} i_{TL} \eta_T / r_r = 9827.63 \text{N} \quad (6.6)$$

式中： $T_{e\max}$ ——发动机的最大转矩 245 N·m；

$i_{TL}$ ——传动系最低档传动比 29.06；

$\eta_T$ ——传动系的传动效率 0.9；

$r_r$ ——轮胎的滚动半径 0.5m。

---

后驱动桥壳在两钢板弹簧座之间的垂向弯矩为：

$$M_v = \frac{G_2}{2} \cdot m_2 \cdot \frac{B-s}{2} = 10894.46 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.7)$$

式中： $m_2$ ——汽车加速行驶时的质量转移系数 1.2；

由于驱动车轮的最大切向反力使桥壳也承受水平方向的弯矩，对于装用普通圆锥齿轮差速器的驱动桥，在两弹簧之间桥壳所受的水平方向的弯矩为：

$$M_h = \frac{P_{\max}}{2} \cdot \frac{B-s}{2} = 1236.72 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.8)$$

桥壳还承受因驱动桥传递驱动转矩而引起的反作用力矩。这时在两板簧座间桥壳承受的转矩为：

$$T = \frac{T_{e\max} i_{TL} \eta_T}{2} = 3203.94 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.9)$$

式中： $T_{e\max}, i_{TL}, \eta_T$ ——见式（6.6）下的说明。

当桥壳在钢板弹簧座附近的危险断面处为圆管断面时，则在该断面处的合成弯矩为：

由于桥壳在钢板弹簧座附近的危险断面处为圆管断面，所以在该断面处的合成弯矩为：

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_h^2 + M_v^2 + T^2} = 11422.96 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.10)$$

该危险断面处的合成应力为：

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{M_{\Sigma}}{W_v} = \frac{11422.96}{158896.7} = 71.89 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

式中： $W_v$ ——危险断面处的弯曲截面系数  $158896.7 \text{ mm}^3$ 。

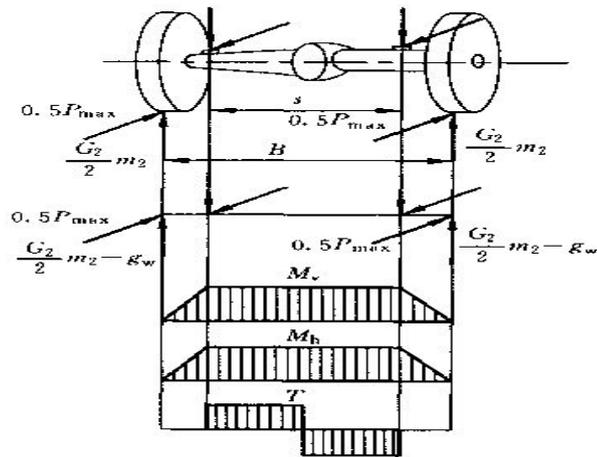


图 6.2 汽车以最大牵引行驶时桥壳的受力分析简图

#### 6.2.4 汽车紧急制动时的桥壳强度计算

这时不考虑侧向力。图 6.3 为汽车紧急制动时桥壳的手力分析简图。此时在作用在左右驱动车轮上除有垂向反力  $G_2 m_2 / 2$  外，尚有切向反力，即地面对驱动车轮的制动力  $G_2 m_2 \varphi / 2$ 。因此可求得：

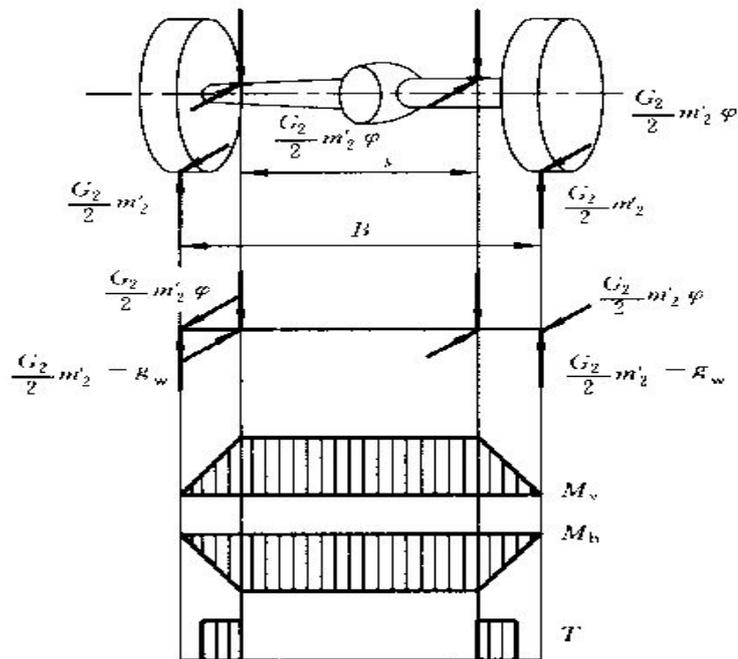


图 6.3 汽车紧急制动时桥壳的受力分析简图

紧急制动时桥壳在两钢板弹簧座之间的垂向弯矩  $M_v$  及水平方向弯矩  $M_h$  分别为

$$M_v = \left( \frac{G_2}{2} m' - g_w \right) \frac{B-s}{2} = 3658.46 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.12)$$

$$M_h = \frac{G_2}{2} m' \varphi \frac{B-s}{2} = 3086.76 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.13)$$

式中:  $G_2, B, s$ ——见式 (6.1) 说明;

$m'$ ——汽车制动时的质量转移系数, 对于载货汽车的后桥,  $m' = 0.85$ ;

$\varphi$ ——驱动车轮与路面的附着系数 0.8。

桥壳在两钢板弹簧的外侧部分同时还承受制动力所引起的转矩

$$T = \frac{G_2}{2} m' \varphi \cdot r_r = 7996.8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.14)$$

紧急制动时桥壳在两板簧座附近的危险断面处的合成应力:

$$\sigma_{\Sigma A-A} = \frac{M_{\Sigma B-B}}{W} = \frac{\sqrt{M_v^2 + M_h^2 + T^2}}{W} = 58.65 < [\sigma] = 500 \text{ MPa} \quad (6.15)$$

扭转应力

$$\tau = \frac{T}{W_t} = 75.38 < [\tau] = 400 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

综上所述, 满足强度校核要求。

### 6.3 本章小结

本章选择整体式驱动桥桥壳, 并进行了桥壳的受力和强度计算。对静弯曲应力下, 不同路面冲击载荷作用下和汽车以最大牵引力行驶时及汽车紧急制动时的四种情况下桥壳受力和强度做了计算。

---

## 结 论

本毕业设计完成的是东风轻型货车驱动桥的设计,国内驱动桥制造企业主要存在技术含量低,开发模式落后,技术创新力不够,计算机辅助设计应用少等问题。国外主要采用模块化技术和模态分析进行驱动桥的设计分析,其中计算机辅助设计应用十分广泛,本设计根据传统驱动桥设计方法,并结合现代设计方法,确定了驱动桥的总体设计方案,采用非断开式驱动桥,单级主减速器,圆锥行星齿轮差速器和全浮式半轴,在计算中,先后对主减速器,差速器,半轴以及驱动桥壳的结构进行了设计和强度校核,并运用 AutoCAD 软件绘制出驱动桥装配图及主要零部件图。设计中采用的非断开式驱动桥,其结构简单、工作可靠,可以广泛用在轻型货车上。采用的单级主减速器,具有结构简单、体积及质量小且制造成本低等优点,广泛用于主减速比小于 7.6 的各种中、小型汽车。采用的圆锥行星齿轮差速器和全浮式半轴,结构简单,工作平稳可靠,被大多数汽车厂所生产,能够减少制造成本。

本设计结构合理,符合汽车行驶过程中的环境要求,具有很好的动力性和经济性,驱动桥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。

---

## 参考文献

- [1] 陈家瑞.汽车构造[M].北京:人民交通出版社,2006.
- [2] 张洪欣.汽车底盘设计[M].北京:机械工业出版社,1998.
- [3] 刘小龙.大转矩汽车驱动桥主减速器齿轮的研制[J].无锡职业学院学报,2008.07.
- [4] 余志生.汽车理论[M].北京:机械工业出版社,2000.
- [5] 《机械设计手册》联合编写组编.机械设计手册[M].化学工业出版社,2004.
- [6] 刘永辉 朱小波.重型汽车驱动桥的基本结构及发展方向[J].《科技经济市场》,2006.
- [7] 刘惟信.考虑误差的齿轮啮合刚度的计算和降低齿轮动载的优化设计.齿轮,2001.
- [8] 刘利胜.姜晓.汽车底盘构造[M].北京:北京大学出版社,2006.
- [9] 张永奇.汽车驱动桥主减速器圆锥滚子轴承滚子接触应力分析[J].吉林大学学报2008年第3期,2008.03.
- [10] 孙桓.陈作模.机械原理(第六版)[M].北京:高等教育出版社,2000.
- [11] 刘军利.单级桥:重型车桥的发展方向[J].《商用汽车》,2005.
- [12] 刘惟信.汽车设计[M].北京:清华大学出版社,2001.
- [13] 浙江省交通学校 编.汽车构造图册(底盘)[M].北京:人民交通出版社,1991.
- [12] 侯洪生.王秀英.机械工程图学[M].北京:科学出版社,2001.
- [13] 胡迫青,梁高副.重型越野车驱动桥智能设计系统[J].华中理工大学学报第27卷第11期,2007.11.
- [14] 王聪兴,冯茂林.现代设计方法在驱动桥设计中的应用[J].公路与汽运第4期,2004.08.
- [15] 张文春.汽车理论[M].北京:机械工业出版社,2005.
- [16] 刘惟信.汽车车桥设计[M].北京:清华大学出版社,2004.
- [17] 《汽车工程手册》编辑委员会.汽车工程手册[M].北京:人民交通出版社,2001.
- [18] 肖生发.赵树朋.汽车构造[M].北京:中国林业出版社,2006.
- [19] Joseph Constance, DFMA learning to Design for Manufacture and Assembly, Meeh, Erg, 2007.
- [20] A.Higuchi, Y.Saitoh.Optimal Control of Four Wheel Steering Vteering Vehicle:Vehicle System Dynamic, 12(2007), pp.397-410.

---

## 致 谢

在本文即将完成之际，首先感谢我的指导老师姚佳岩老师，从选题到设计的展开到设计的完成，一直得到姚老师的支持和鼓励，她渊博的学识、严谨的治学态度都给我留下了深刻的印象。姚老师在设计中对我的支持和鼓励，每当我遇到困难，姚老师总是不厌其烦地为我讲解，指导我不断展开设计研究，每一次教诲都让我深受启发。她不仅是一个老师，更是一个朋友！一直以来，姚老师是我心理上的坚强后盾，给了我很多帮助，让我每次遇到困难都能坚强的走过！

感谢宿舍的朋友一直以来对我的关心和支持。感谢汽车与交通工程学院所有老师和同学的帮助和勉励。同窗之谊，终生难忘！

感谢我的家人多年来对我无微不至的关怀、始终如一的支持，感谢他们对我的鼓励和生活上的诸多照顾，感谢他们督促我接受良好的教育。

通过这次的设计，我更深刻地了解了机械设计、机械制造的各方面知识，对汽车设计有了全新且比较全面的深刻认识，达到了前所未有的高度，并锻炼了独立思考解决问题的能力。再次向姚老师表示衷心的感谢！

最后，向参加论文审阅、答辩的专家和老师表示感谢。

---

附录：中英文文献翻译名称——重型越野汽车断开式驱动  
桥的研发