

# 摘要

汽车正常行驶时，发动机的转速通常在 2000 至 3000r/min 左右，如果将这么高的转速只靠变速箱来降低下来，传动比会非常大，换句话说，变速箱尺寸会非常大。另外，转速下降，而扭矩必然增加，也就加大了变速箱与变速箱后一级传动机构的传动负荷。所以，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。

主减速器的存在有三个作用：

第一是改变动力传输的方向，由上图可以看出动力传递出变速器是纵向的力矩，通过减速器，力矩发生了 90 度的转变，从而传递到半轴形成横向的力矩，从而驱动车子前进。

第二是作为变速器的延伸为各个档位提供一个共同的传动比。有了这个传动比，可以有效的降低对变速器的减速能力的要求，这样设计的好处是可以有效减小变速器的尺寸，使车辆的总布置更加合理。

第三也是最重要的就是减速增扭，根据功率的计算公式  $W=M*v$  (功率=扭矩\*速度) 当功率一定时，减少传动速度，能够增加扭矩，从而增加驱动力，这也是汽车上坡采用低档的原因。

本文首先确定主要部件的结构型式和主要设计参数；然后参考类似驱动桥的结构，确定出总体设计方案；最后对主，从动锥齿轮，差速器圆锥行星齿轮，半轴齿轮，半轴进行校核以及对支承轴承进行了寿命校核。本设计单级主减速器采用螺旋锥齿轮，差速器采用普通锥齿轮。

**关键词：**主减速器，差速器，变速

# Abstract

When the car is running normally, the engine speed is usually around 2000 to 3000r/min, if such a high speed is reduced only by the gearbox, the transmission ratio will be very large, in other words, the gearbox size will be very large. In addition, the speed decreases, and the torque inevitably increases, which also increases the transmission load of the gearbox and the transmission mechanism behind the gearbox. So, a final drive is set before the differential where the power is diverted to the left and right drive wheels. The presence of the final drive has three functions:

The first is to change the direction of power transmission, as can be seen from the above figure, the power transmission is a longitudinal force distance, through the reducer, the torque has undergone a 90-degree transformation, so as to transmit to the half shaft to form a transverse torque, thereby driving the car forward.

The second is to act as an extension of the transmission, providing a common gear ratio for each gear. With this transmission ratio, the requirements for the deceleration capacity of the transmission can be effectively reduced, and the advantage of this design is that the size of the transmission can be effectively reduced, so that the general arrangement of the vehicle is more reasonable.

The third and most important is to decelerate and increase torque, according to the power calculation formula  $W = M * v$  (power two torque \* speed) When the power is constant, reducing the transmission speed can increase the torque, thereby increasing the driving force, which is also the reason why the car adopts a low gear uphill.

In this paper, the structural type and main design parameters of the main components are first determined. Then, with reference to the structure similar to the drive axle, the overall design scheme is determined: finally, the main and driven bevel gears, differential bevel planetary gears, half shaft gears, half shaft gears, half shaft shaft are checked, and the life of the supporting bearings is checked. The single-stage final reducer of this design adopts spiral bevel gear, and the differential adopts ordinary bevel gear.

**Keywords:** final drive, differential, transmission

# 目 录

|                      |    |
|----------------------|----|
| 摘 要.....             | 1  |
| Abstract.....        | 1  |
| 目 录.....             | 1  |
| 第一章 绪论.....          | 2  |
| 1.1 本课题研究的目的和意义..... | 2  |
| 1.2 主减速器的种类.....     | 2  |
| 1.3 设计任务.....        | 4  |
| 1.4 设计参数.....        | 4  |
| 第二章 结构形式.....        | 5  |
| 2.1 主减速器.....        | 5  |
| 2.2 差速器.....         | 0  |
| 2.3 半轴.....          | 0  |
| 第三章 主减速器设计.....      | 2  |
| 3.1 传动比计算.....       | 2  |
| 3.2 计算载荷.....        | 3  |
| 3.3 主减速器基本参数.....    | 4  |
| 3.4 锥齿轮尺寸汇总.....     | 6  |
| 3.5 强度计算.....        | 7  |
| 3.6 输入轴直径的计算.....    | 9  |
| 3.7 主减速器轴承计算.....    | 10 |
| 第四章 差速器齿轮计算.....     | 15 |
| 4.1 差速器齿轮基本参数.....   | 15 |
| 4.2 差速器齿轮尺寸汇总.....   | 17 |
| 4.3 强度计算.....        | 18 |
| 第五章 半轴的设计.....       | 19 |
| 5.1 计算载荷的确定.....     | 19 |
| 5.2 半浮式半轴的强度计算.....  | 19 |
| 5.3 半轴花键的选择.....     | 20 |
| 5.4 半轴花键的强度计算.....   | 20 |
| 结 论.....             | 23 |
| 参考文献.....            | 24 |

# 第一章 绪论

## 1.1 本课题研究的的目的和意义

多元化是中国汽车市场的一大特点。同时，国民经济的发展离不开汽车工业的发展。2012 年至今，中国汽车市场进入繁荣阶段，汽车年产量增长 20%。这种增长速度属于井喷型。如今，我国汽车产量已居世界第一，而此后的增速也在意料之中，并逐步进入平稳增长期。目前，面对国内外汽车行业的复杂环境，依靠中美汽车市场的支持，一些知名汽车品牌并没有受到太大的影响，但这种情况不能一直保持下去。

主减速器是驱动桥的重要组成部分，其性能的好坏直接影响到车辆的动力性、经济性。目前，国内减速器行业重点骨干企业的产品品种、规格及参数覆盖范围近几年都在不断扩展，产品质量已达到国外先进工业国家同类产品水平，完全可承担起为我国汽车行业提供传动装置配套的重任，部分产品还出口至欧美及东南亚地区。由于计算机技术、信息技术和自动化技术的广泛应用，主减速器将有更进一步的发展。对主减速器的研究能极大地促进我国的汽车工业的发展。

## 1.2 主减速器的的种类

主减速器是传动系的一部分，与差速器，车轮传动装置和桥壳共同组成驱动桥。主减速器的功用是增扭，降速，改变转矩的传递方向，即增大由传动轴或直接从变速器传来的转矩，并将转矩传递给差速器。

在现代汽车驱动桥上，主减速器种类很多，包括单级减速、双级减速、双速减速、单级贯通、双级贯通、主减速及轮边减速等。其中应用得最广泛的是采用螺旋锥齿轮和双曲面齿轮的单级主减速器。在双级主减速器中，通常还要加一对圆柱齿轮（多采用斜齿圆柱齿轮），或一组行星齿轮。在轮边减速器中则常采用普通平行轴式布置的斜齿圆柱齿轮传动或行星齿轮传动。在某些公共汽车、无轨电车和超重型汽车的主减速器上，有时也采用蜗轮传动。

单级螺旋锥齿轮减速器其主、从动齿轮轴线相交于一点。交角可以是任意的，但在绝大多数的汽车驱动桥上，主减速齿轮副都是采用  $90^\circ$  交角的布置。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，因此，螺旋锥齿轮能承受大的负荷。加之其轮齿不是在齿的全长上同时啮合，而是逐渐地由齿的一端连续而平稳地转向另一端，使得其工作平稳，即使在高速运转时，噪声和振动也是很小的。

单级双曲面齿轮其主、从动齿轮轴线不相交而呈空间交叉。其空间交叉角也都是采用  $90^\circ$ 。主动齿轮轴相对于从动齿轮轴有向上或向下的偏移，称为上偏置或下偏置。这个偏移量称为双曲面齿轮的偏移距。当偏移距大到一定程度时，可使一个齿轮轴从另一个齿轮轴旁通过。这样就能在每个齿轮的两边布置尺寸紧凑的支承。这对于增强支承刚度、保证轮齿正确啮合从而提高齿轮寿命大有好处。双曲面齿轮的偏移距使得其主动齿轮的螺旋角大于从动齿轮的螺旋角。因此，双曲面传动齿轮副的法向模数或法向周节虽相等，但端面模数或端面周节是不等的。主动齿轮的端面模数或端面周节大于从动齿轮的。这一情况就使得双曲面齿轮传动的主动齿轮比相应的螺旋锥齿轮传动的主动齿轮有更大的直径和更好的强度和刚度。其增大的程度与偏移距的大小有关。另外，由于双曲面传动的主动齿轮的直径及螺旋角都较大，所以相啮合齿轮的当量曲率半径较相应的螺旋锥齿轮当量曲率半径为大，从而使齿面间的接触应力降低。随偏移距的不同，双曲面齿轮与接触应力相当的螺旋锥齿轮比较，负荷可提高至 175%。双曲面主动齿轮的螺旋角较大，则不产生根切的最少齿数可减少，所以可选用较少的齿数，这有利于大传动比传动。当要求传动比大而轮廓尺寸又有限时，采用双曲面齿轮更为合理。因为如果保持两种传动的主动齿轮直径一样，则双曲面从动齿轮的直径比螺旋锥齿轮的要小，这对于主减速比大于 4.5 的传动有其优越性。当传动比小于 2 时，双曲面主动齿轮相对于螺旋锥齿轮主动齿轮就显得过大，这时选用螺旋锥齿轮更合理，因为后者具有较大的差速器可利用空间。

由于双曲面主动齿轮螺旋角的增大，还导致其进入啮合的平均齿数要比螺旋锥齿轮相应的齿数多，因而双曲面齿轮传动比螺旋锥齿轮传动工作得更加平稳、无噪声，强度也高。双曲面齿轮的偏移距还给汽车的总布置带来方便。例如，在乘用车上当主减速器采用下偏置（这时主动齿轮为左旋）的双曲面齿轮时，可降低传动轴的高度，从而降低了车厢地板高度或减小了因设置传动轴通道而引起的地板凸起高度，进而可使车辆的外形高度减小。

单级圆柱齿轮主减速器只在节点处一对齿廓表面为纯滚动接触而在其他啮合点还伴随着沿齿廓的滑动一样，螺旋锥齿轮与双曲面齿轮传动都有这种沿齿廓方向的滑动。此外，双曲面齿轮传动还具有沿齿长方向的纵向滑动。这种滑动有利于啮合，促使齿轮副沿整个齿面都能较好地啮合，因而更促使其工作平稳和无噪声。但双曲面齿轮的纵向滑动产生较多的热量，使接触点的温度升高，因而需要用专门的双曲面齿干油来

润滑，且其传动效率比螺旋锥齿轮略低，达 96%。其传动效率与偏移距有关，特别是与所传递的负荷大小及传动比有关。负荷大时效率高。螺旋锥齿轮也是一样，其效率可达 99%。两种齿轮在载荷作用下对安装误差的敏感性本质上是相同的。如果螺旋锥齿轮的螺旋角与相应的双曲面主、从动齿轮螺旋角的平均值相同，则双曲面主动齿轮的螺旋角比螺旋锥齿轮的大，而其从动齿轮的螺旋角则比螺旋锥齿轮的小，因而双曲面主动齿轮的轴向力比螺旋锥齿轮的大，而从动齿轮的轴向力比螺旋锥齿轮的小。两种齿轮都在同样的机床上加工，加工成本基本相同。然而双曲面传动的小齿轮较大，所以刀盘刀顶距较大，因而刀刃寿命较长。单级蜗杆-蜗轮主减速器在汽车驱动桥上也得到了应用。在超重型汽车上，当高速发动机与相对较低车速和较大轮胎之间的配合要求有大的主减速比(通常 8~14)时，主减速器采用一级蜗轮传动最为方便，而采用其他齿轮时就需要结构较复杂、轮廓尺寸及质量均较大、效率较低的双级减速。与其他齿轮传动相比，它具有体积小及质量小、传动比大、运转非常平稳、最为静寂无噪声、便于汽车的总体布置及贯通式多桥驱动的布置、能传递大载荷、使用寿命长、传动效率高、结构简单、拆装方便、调整容易等一系列的优点。其惟一的缺点是要用昂贵的有色金属的合金(青铜)制造，材料成本高，因此未能在大批量生产的汽车上推广。

### 1.3 设计任务

本设计主要研究的内容有：主减速器的齿轮类型、主减速器的减速形式、主减速器主动齿轮和从动锥齿轮的支承形式、主减速器计算载荷的确定、主减速器基本参数的选择、主减速器齿轮的材料及热处理、主减速器轴承的计算、对称锥齿轮式差速器的差速原理、对称锥齿轮差速器的结构、对称式锥齿轮差速器的设计、半轴计算载荷的确定、半轴的直径的选择、半轴的强度计算、半轴花键的强度计算。

### 1.4 设计参数

原始数据：

|          |           |             |      |
|----------|-----------|-------------|------|
| 总质量 kg   | 2550      | 发动机最大功率 kw  | 200  |
| 驱动桥载荷 kg | 1275      | 发动机最大转速 rpm | 5500 |
| 轮胎型号     | 245/45R19 | 发动机最大扭矩 Nm  | 400  |
| 最大爬坡%    | 31        | 最高时速 km/h   | 245  |

## 第二章 结构形式

### 2.1 主减速器

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方法。

(1) 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。

(2) 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。

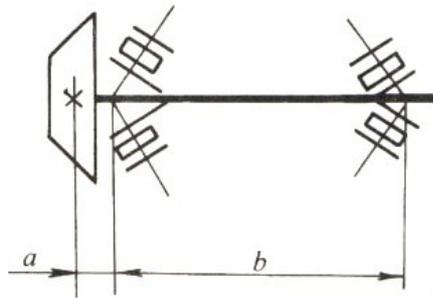


图 2-1 锥齿轮悬臂式支承

② 骑马式 骑马式支承结构如图所示，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。

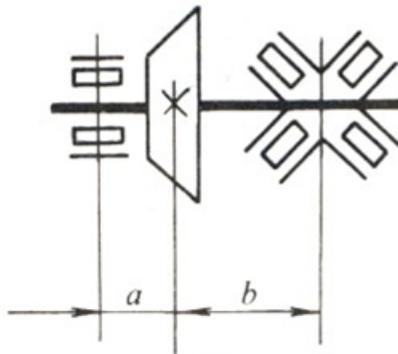


图 2-2 主动锥齿轮骑马式支承

(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套筒与垫片，从动锥齿轮轴承预紧度的调整采用调整螺母。

主减速器的减速形式的选择，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。按主减速比的变化可分为单速主减速器和双速主减速器两种。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。通常单极减速器用于主减速比  $i_0 \leq 7$  的各种中小型汽车上，双级主减速器的传动比一般为 7-12。

结合本次设计的车型参数。本设计选用单级主减速器、主动锥齿轮悬臂式支承，从动锥齿轮两端采用圆锥滚子轴承。

## 2.2 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。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，后者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。

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。

本设计选用普通对称式圆锥行星齿轮差速器。

## 2.3 半轴

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

轴齿轮传给驱动车轮。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接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，这时半轴将差速器半轴齿轮与轮毂连接起来。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。

半浮式半轴的结构特点是半轴外端支撑轴承位于半轴套管外端的内孔，车轮装在半轴上。除传递扭矩外，其外端还承受由路面对车轮的反力所引起的大部分力和力矩。具有结构简单、质量小、尺寸紧凑、造价低廉等优点。主要用于质量较小，使用条件好，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，直接支撑着车轮轮毂，而半轴则以其端部凸缘与轮毂用螺钉联接。该形式半轴受载荷情况与半浮式相似只是载荷有所减轻，一般用在轿车和轻型货车上。

全浮式半轴的结构特点是半轴外端的图元用螺钉和轮毂相联，而轮毂又借用两个圆锥滚子轴承支撑在驱动桥壳的半轴套管上。理论上来说，半轴只承受扭矩，作用于驱动轮上的反力和弯矩全由桥壳承受。由于桥壳变形、轮毂和差速器半轴齿轮不同心、半轴法兰平面相对其轴线不垂直等因素，会引起半轴的弯曲变形，由此引起的弯曲应力为 5-70Mpa。全浮式半轴主要用于中、重型货车上。

结合本次设计的车型参数，本设计选用半浮式半轴。

## 第三章 主减速器设计

### 3.1 传动比计算

在选择驱动桥主减速器传动比  $i_0$  时, 首先可根据汽车的最高车速、发动机参数、车轮参数来确定, 其值可按下式计算:

$$i_0 = 0.377 \frac{rn_v}{v_{\max} i_g} = 0.377 \times \frac{0.341 \times 5500}{245 \times 1} = 3.480$$

式中:

$v_{\max}$ —汽车的最高车速, 已知 245km/h;

$n_v$ —最高车速时发动机的转速, 5500r/min;

$r$ —车轮静半径,  $r=0.341\text{m}$ .

在确定变速器一档传动比  $i_{g1}$  时, 需要考虑驱动条件和附着条件。为了满足驱动条件, 其值应符合下式子:

$$i_{g1} \geq \frac{m_a g (f \cos i_{\max} + \sin i_{\max}) r}{T_{\max} i_0 \eta_T} = \frac{2550 \times 10 \times (0.012 \times \cos 17.22 + \sin 17.22) \times 0.341}{400 \times 3.480 \times 0.849} = 2.26$$

式中:

$i_{\max}$ —最大爬坡度,  $i_{\max}=17.22^\circ$

$f$ —滚动阻力系数, 取 0.012

$\eta_T$ —传动系效率, 0.849

同时一档传动比还应满足:

$$i_{g1} \leq \frac{m_a g \Phi r}{T_{\max} i_0 \eta_T} = \frac{2550 \times 10 \times 0.85 \times 0.341}{400 \times 3.480 \times 0.849} = 6.25$$

$\Phi$ —道路附着系数, 取 0.8.

本次设计取  $i_{g1}=9.170$ .

### 3.2 计算载荷

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  $T_{ce}$

从动锥齿轮计算转矩  $T_{ce}$

$$T_{ce} = \frac{k_d T_{em1} k_i i_1 i_f i_0 \eta}{n} = \frac{1 \times 400 \times 1.5 \times 9.170 \times 1 \times 3.480 \times 0.86}{1} = 16466.39 \text{ Nm}$$

式中：

$T_{em1}$ —发动机最大转矩；  $T_{em1} = 400 \text{ Nm}$

$n$ —计算驱动桥数， 1；

$i_1$ —为变速器 1 挡传动比 9.170 ；

$\eta$ —发动机到万向轴传动效率，取  $\eta = 0.86$ ；

$k$ —液力变矩器变距关系， $k = [(k_0 - 1) / 2] + 1$ ， $k_0$  最大变距系数取 2，因此  $k = 1.5$ ；

$i_0$ —主减速比 3.480 ；

$i_f$ —分动器传动比，取 1；

$k_d$ —动载系数，取 1

2、按驱动轮打滑转矩确定从动锥齿轮的计算转矩  $T_{cs}$

$$T_{cs} = \frac{G_2 m'_2 \phi r}{i_m \eta_m} = \frac{12750 \times 1.3 \times 0.85 \times 0.341}{1 \times 0.96} = 5004.44 \text{ Nm}$$

式中： $G_2$ —驱动桥载荷 12750N；

$m'_2$ —后轴负荷转移系数，取 1.3；

$\phi$ —附着系数，取 0.85

$r$ —车轮的滚动半径为 0.341m；

$i_m$ 、 $\eta_m$ —主减速器从动锥齿轮到驱动车轮之间的传动比和传动效率，分别取 1 和 0.96.

3、按汽车日常行驶平均转矩确定从动锥齿轮的计算转矩  $T_{cf}$

对于公路车辆来说，使用条件较非公路车辆稳定，其正常持续的转矩根据所谓的平均牵引力的值来确定：

$$T_{cf} = \frac{F_r r}{i_m \eta_m n} = \frac{9000.9 \times 0.341}{1 \times 0.96 \times 1} = 3197.19 \text{ Nm}$$

式中： $F_r$ —日常汽车行驶平均牵引力；

按照日常行驶 80km/h 计算，车轮换算  $v=22.22 \text{ m/s}$ 。

$$F_r = \frac{P}{V} = \frac{200}{22.22} \times 1000 = 9000.9\text{N}$$

### 3.3 主减速器基本参数

主减速器锥齿轮的主要参数有主、从动齿轮的齿数  $z_1$  和  $z_2$ 、从动锥齿轮大端分度圆直径  $D_2$ 、端面模数  $m_t$ 、主从动锥齿轮齿面宽  $B_1$  和  $B_2$ 、中点螺旋角  $\beta$ 、法向压力角  $\alpha$  等。

1、主、从动锥齿轮齿数  $z_1$  和  $z_2$

选择主、从动锥齿轮齿数时应考虑如下因素：

(1) 为了磨合均匀， $z_1$ ， $z_2$  之间应避免有公约数。

(2) 为得到理想齿面重合度和高轮齿弯曲强度，主、从动齿轮齿数和不少于 40。

(3) 为了啮合平稳，噪声小和具有高的疲劳强度  $z_1$  一般不小于 6。

(4) 主传动比  $i_0$  较大时， $z_1$  尽量取得小一些，以便得到满意的离地间隙。

(5) 对于不同的主传动比， $z_1$  和  $z_2$  应有适宜的搭配。

根据以上要求，这里取  $z_1=15$ ， $z_2=52$ 。

2、从动锥齿轮大端分度圆直径  $D_2$  和端面模数  $m_t$

对于单级主减速器，增大尺寸  $D_2$  会影响驱动桥壳的离地间隙，减小  $D_2$  会影响悬置式主动齿轮的前支承座的安装空间和差速器的安装。

$D_2$  可根据经验公式初选，即

$$D_2 = K_{D2} \sqrt[3]{T_c} = 13 \times \sqrt[3]{5004.44} = 222.36 \text{ mm}$$

式中：

$K_{D2}$ —直径系数，一般取 13.0~16.0，取 13

$T_c$ —从动锥齿轮的计算转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ，为  $T_{ce}$  和  $T_{cs}$  中的较小者。

计算  $m_t = D_2 / z_2 = 4.28 \text{ mm}$ ，同时  $m_t$  还应满足：

$$m_t \geq K_m \sqrt[3]{T_c} = 0.3 \times \sqrt[3]{5004.44} = 5.13 \text{ mm}$$

式中：

$K_m$ —模数系数，0.3~0.4，取 0.3

选  $m_t=5.5$ ， $D_2=286\text{mm}$ 。

### 3、主、从动锥齿轮齿面宽 B

锥齿轮齿面过宽并不能增大齿轮的强度和寿命,反而会导致因锥齿轮轮齿小端齿沟变窄引起的切削刀头顶面过窄及刀尖圆角过小,这样不但会减小了齿根圆角半径,加大了集中应力,还降低了刀具的使用寿命。此外,安装时有位置偏差或由于制造、热处理变形等原因使齿轮工作时载荷集中于轮齿小端,会引起轮齿小端过早损坏和疲劳损伤。另外,齿面过宽也会引起装配空间减小。但齿面过窄,轮齿表面的耐磨性和轮齿的强度会降低。

对于汽车主减速器圆弧齿轮推荐采用:

$B_2=0.155D_2=45\text{mm}$  为满足齿轮强度要求在此取 45mm,  $B_1$  比  $B_2$  大 10%。取  $B_1=50\text{mm}$ 。

### 4、中点螺旋角 $\beta$

螺旋角沿齿宽是变化的,轮齿大端的螺旋角最大,轮齿小端螺旋角最小。弧齿锥齿轮副的中点螺旋角是相等的,选  $\beta$  时应考虑它对齿面重合度  $\varepsilon$ , 轮齿强度和轴向力大小的影响,  $\beta$  越大, 则  $\varepsilon$  也越大, 同时啮合的齿越多, 传动越平稳, 噪声越低, 而且轮齿的强度越高,  $\varepsilon$  在 1.5~2.0 时效果最好, 但  $\beta$  过大, 会导致轴向力增大。

汽车主减速器弧齿锥齿轮的平均螺旋角为  $35^\circ \sim 40^\circ$ , 轿车选用较大的  $\beta$  以保证较大的齿面重合度, 火车选用较小的  $\beta$  以防止轴向力过大。结合本次设计车型参数, 螺旋角  $\beta$  选 38。

### 5、螺旋方向

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。

### 6、法向压力角

法向压力角大一些可以提高齿轮的强度, 减少齿轮不产生根切的最小齿数, 但对于尺寸小的齿轮, 大压力角易使齿顶变尖及刀尖宽度过小, 并使齿轮的端面重合度下降。轿车通常选取  $19^\circ$  或  $20^\circ$ , 货车通常选取的  $\alpha$  为  $20^\circ$  或  $22^\circ 30'$  ( $22.5^\circ$ )。结合本次设计车型参数, 取  $\alpha = 20^\circ$ 。

### 3.4 锥齿轮尺寸汇总

| 项目     | 计算公式   | 计算结果   |
|--------|--|--|
| 主动齿轮齿数 | $Z_1$  | 15   |
| 从动齿轮齿数 | $Z_2$  | 52   |
| 端面模数   | $m$  | 5.5  |
| 齿面宽    | $B$  | $B_1=50, B_2=45$                                   |
| 法向压力角  | $\alpha$   | $\alpha = 20^\circ$                                |
| 轴交角    | $\Sigma$   | $\Sigma = 90^\circ$                                |
| 分度圆直径  | $d = mz$   | $d_1=82.5, d_2=286$                                |
| 分锥角    | $\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$<br>$\gamma_2 = 90 - \gamma_1$ | $\gamma_1=16.09^\circ, \gamma_2=73.91^\circ$       |
| 节锥距    | $A_0 = \frac{d_1}{2\sin\gamma_1} = \frac{d_2}{2\sin\gamma_2}$      | $A_0=148.83$                                       |
| 齿顶圆直径  | $d_a = d + 2h_a\gamma$   | $d_{a1}=93.50, d_{a2}=297.00$                      |
| 螺旋角    | $\beta$  | $38^\circ$   |
| 齿顶高    | $h_a = m$  | 5.5  |
| 齿根高    | $h_f = 1.25m$  | 6.6  |
| 齿根角    | $\theta_f = \arctan \frac{h_f}{R}$                                 | $2.54^\circ$                                       |
| 顶锥角    | $\theta_a = \gamma + \theta_f$                                     | $\theta_{a1}=18.63^\circ, \theta_{a2}=76.45^\circ$ |
| 根锥角    | $\theta_f = \gamma - \theta_f$                                     | $\theta_{f1}=13.55^\circ, \theta_{f2}=71.37^\circ$ |

表 3-1 锥齿轮参数表

### 3.5 强度计算

在选好主减速器齿轮的主要参数后,应根据所选的齿形计算锥齿轮的几何尺寸,对其强度进行计算,以保证其有足够的强度和寿命。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。

### 1、单位齿长圆周力

在汽车主减速器齿轮的表面耐磨性，

按发动机最大转矩计算时：

$$P = \frac{2k_d T_{\max} k_i g i_f \eta}{n D_1 b_2} \times 10^3 = \frac{2 \times 1 \times 400 \times 1.5 \times 9.170 \times 1 \times 0.86}{1 \times 82.5 \times 45} \times 10^3 = 2549.07 \text{ Nmm} - 1 \quad (3-1)$$

式中：

$T_{\max}$ —发动机输出的最大转矩，在此取 400Nm；

$i_g$ —变速器的传动比，按照 1 档计算 9.170 ；

$D_1$ —主动齿轮节圆直径，在此取 82.5mm.

按驱动轮打滑的转矩计算时：

$$P = \frac{2G_2 m'_2 \phi r}{D_2 b_2 i_m \eta_m} \times 10^3 = \frac{2 \times 12750 \times 1.3 \times 0.85 \times 0.341}{286 \times 45 \times 1 \times 0.96} \times 10^3 = 777.69 \text{ Nmm} - 1 \quad (3-2)$$

|    | 一档按发动机最大转矩<br>计算时的[p]/Nmm-1 | 按驱动轮打滑转矩计算<br>时的[p]/Nmm-1 |
|----|-----------------------------|---------------------------|
| 轿车 | 893                         | 893                       |
| 货车 | 1429                        | 1429                      |

表 3-2 单位圆周力的许用值

根据计算结果对比表格要求可知单位齿长圆周力符合要求。

### 2、齿轮弯曲强度

锥齿轮轮齿的齿根弯曲应力为：

$$\sigma_w = \frac{2T_c k_0 k_s k_m}{k_v m^2 b z_j} \times 10^3 \quad (3-3)$$

式中

$\sigma_w$ —锥齿轮轮齿的齿根弯曲应力，MPa；

$T_c$ —齿轮的计算转矩 5004.44 Nm

$k_0$ —过载系数，一般取 1；

$k_s$ —尺寸系数，当端面模数  $\geq 1.6\text{mm}$  时， $k_s = (m_t/25.4)^{0.25}$ ，此处取  $k_s=0.68$

$k_m$ —齿面载荷分配系数，取  $k_m=1$ ；

$k_v$ —质量系数，取 1；

$b$ —所计算的齿轮齿面宽主动齿轮 50，从动齿轮 45；

$J$ —齿轮的轮齿弯曲应力综合系数， $J=0.165$ 。对于从动齿轮  $J=0.2252$ ；

当按  $T_c = \min[T_{ce}, T_{cs}] = 5004.44 \text{ Nm}$  中较小的一个计算时，对于主动齿轮还要进行换算，换算关系如下：

$$T_z = \frac{T_c}{i_0 \eta_G} = \frac{5004.44}{3.480 \times 0.95} = 1513.75 \text{ Nm} \quad (3-4)$$

式中

$\eta_G$ —主减速器传动效率，0.95；

将各参数代入式，有：

主动：

$$\sigma_w = \frac{2T_z k_0 k_s k_m}{k_v m^2 b z_j} \times 10^3 = \frac{2 \times 1513.75 \times 1 \times 0.68 \times 1}{1 \times 5.5^2 \times 50 \times 15 \times 0.165} \times 10^3 = 551.69 \text{ Mpa} \quad (3-5)$$

从动：

$$\sigma_w = \frac{2T_c k_0 k_s k_m}{k_v m^2 b z_j} \times 10^3 = \frac{2 \times 5004.44 \times 1 \times 0.68 \times 1}{1 \times 5.5^2 \times 45 \times 52 \times 0.2252} \times 10^3 = 428.31 \text{ Mpa} \quad (3-6)$$

当按  $T_{ce}$ ， $T_{cs}$  中较小的一个计算时，汽车主减速器齿轮的弯曲应力应该小于 700MPa；轮齿弯曲强度满足要求。

### 3、轮齿接触强度

锥齿轮轮齿的齿面接触应力为：

$$\sigma_J = \frac{c_p}{d_1} \sqrt{\frac{2T_z k_0 k_s k_m k_f}{k_v b j_j} \times 10^3} = \frac{232.6}{82.5} \sqrt{\frac{2 \times 1513.75 \times 1 \times 0.68 \times 1 \times 1}{1 \times 45 \times 0.165}} \times 10^3 = 1486.93 \text{ Mpa} \quad (3-7)$$

式中：

$\sigma_J$ —锥齿轮轮齿的齿面接触应力，MPa；

$d_1$ —主动锥齿轮大端分度圆直径， $d_1=82.5\text{mm}$

$b$ —主、从动锥齿轮齿面宽较小值； $b=45\text{mm}$

$k_f$ —齿面品质系数，取 1；

$c_p$ —综合弹性系数，对于钢制齿轮副取 232.6Nmm；

J—齿面接触强度的综合系数，取 0.165；

$T_z$ —主动锥齿轮计算转矩 1513.75 Nm

主、从动齿轮的接触应力式相同的。当按  $T_{ce}$ ， $T_{cs}$  两者中之较小者计算时，接触应力应该小于 2800MPa。轮齿接触应力满足要求。

### 3.6 输入轴直径的计算

前面已知主减速器主动齿轮即输入轴的计算转矩为， $T_z=1513.75$  Nmm。

先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBW，根据表，取  $A_0=110$ ，于是得

$$d_{\min} \geq 17.2 \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_p}} \geq 17.2 \times \sqrt[3]{\frac{1513.75}{55}} = 51.93 \text{ mm} \quad (3-8)$$

式中：

T—输入轴的计算转矩，1513.75 Nm。

$\tau_p$ —需用扭转切应力，按照下表选取为 55Mpa。

|          |           |         |       |            |   |
|----------|-----------|---------|-------|------------|---|
| 材料       | Q235-A,20 | Q275,35 | 45    | 1Cr18Ni9Ti | 40Cr,<br>35SiMn,<br>42SiMn,<br>40MnB,<br>38SiMnMo,<br>3Cr13 |
| $\tau_p$ | 15-25     | 20-35   | 25-45 | 15-25      | 35-55   |

表 3-3 扭转切应力许用值

### 3.7 主减速器轴承计算

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

齿宽中点的圆周力为

$$F = \frac{2T}{D_{m2}} = \frac{2 \times 5004441.41}{242.76} = 41229.04 \text{ N} \quad (3-9)$$

式中

T-作用在从动齿轮上的转矩

$D_{m2}$ -为从动齿轮齿宽中点处的分度圆直径，由下式确定

$$D_{m2} = D_2 - b_2 \sin \gamma_2 = 286 - 45 \times \sin 73.91 = 242.76 \text{ mm} \quad (3-10)$$

式中

$D_2$ -为从动齿轮大端分度圆直径

$b_2$ -从动齿轮齿面宽

$\gamma_2$ -从动齿轮的节锥角

对于弧形锥齿轮副，作用在主从东齿轮上的圆周力是相等的。

根据前面主减速器齿轮的设计，已知主动齿轮是右旋，螺旋方向顺时针，从动齿轮左旋螺旋方向逆时针。计算主动齿轮的轴向力

$$F_{az} = \frac{F}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \gamma - \sin \beta \cos \gamma) = \frac{41229.04}{\cos 38} (\tan 20 \sin 18.63 - \sin 38 \cos 18.63) = -24440.41 \text{ N} \quad (3-11)$$

式中

$\gamma$ -在计算主动齿轮受力时用顶锥角，在计算从动齿轮受力时用根锥角。

计算从动齿轮的轴向力

$$F_{ac} = \frac{F}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \gamma - \sin \beta \cos \gamma) = \frac{41229.04}{\cos 38} (\tan 20 \sin 71.37 - \sin 38 \cos 71.37) = 28335.42 \text{ N} \quad (3-12)$$

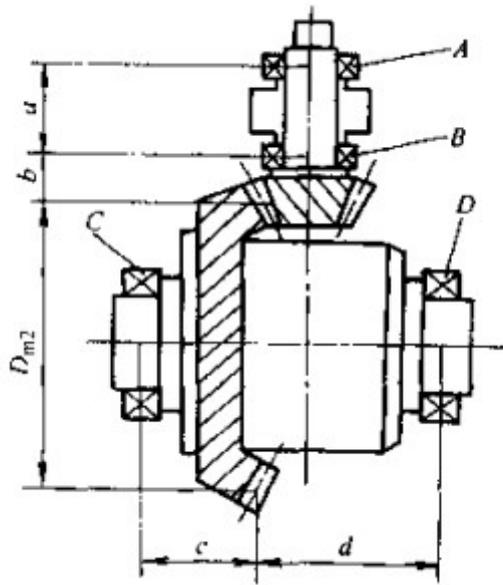
计算主动齿轮的径向力

$$F_{Rz} = \frac{F}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \gamma + \sin \beta \sin \gamma) = \frac{41229.04}{\cos 38} (\tan 20 \cos 18.63 + \sin 38 \sin 18.63) = 28335.42 \text{ N} \quad (3-13)$$

计算从动齿轮的径向力

$$F_{Rc} = \frac{F}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \gamma - \sin \beta \sin \gamma) = \frac{41229.04}{\cos 38} (\tan 20 \cos 71.37 - \sin 38 \sin 71.37) = -24440.41 \text{ N} \quad (3-14)$$

当锥齿轮的齿面上的受力计算确定好之后，根据主减速器齿轮轴承的布置尺寸，即可求出轴承所受的载荷。



根据前面计算的输入轴轴径  $d_{\min}=51.93$ ，选轴承端的直径为 55mm，输入轴圆锥滚子轴承型号 30211， $d=55\text{mm}$ ， $D=100\text{mm}$ ， $T=22.75\text{mm}$ ， $B=21\text{mm}$ ， $C_r=90.8$ ， $C_{or}=115$ ， $\alpha=21$

主减速器左右圆锥滚子轴承选为 30212，  
 $d=60\text{mm}$ ， $D=110\text{mm}$ ， $T=23.75\text{mm}$ ， $B=22\text{mm}$ ， $C_r=102$ ， $C_{or}=130$ ， $\alpha=22.3$

根据上面简图结合绘图结构，初步设计  
 $a=48\text{mm}$ ， $b=58\text{mm}$ ， $c=103.3104476\text{mm}$ ， $d=172.6104476\text{mm}$ 。

轴承 A 的径向力

$$F_1 = \sqrt{\left[\frac{F(a+b)}{a}\right]^2 + \left[\frac{F_{Rz}(a+b)}{a} - \frac{F_{az}D_{m1}}{2a}\right]^2} =$$

$$\sqrt{\left[\frac{41229.04 \times (48+58)}{48}\right]^2 + \left[\frac{28335.42 \times (48+58)}{48} - \frac{-24440.41 \times 68.64}{2 \times 48}\right]^2} = 121233.46 \text{ N} \quad (3-15)$$

轴承 A 的轴向力

$$F_2 = F_{az} = -24440.41 \text{ N}$$

轴承 B 径向力

$$F_3 = \sqrt{\left(\frac{Fb}{a}\right)^2 + \left(\frac{F_{Rz}b}{a} - \frac{F_{az}D_{m1}}{2a}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{41229.04 \times 58}{48}\right)^2 + \left(\frac{28335.42 \times 58}{48} - \frac{-24440.41 \times 68.64}{2 \times 48}\right)^2} = 71806.79 \text{ N} \quad (3-16)$$

轴承 B 的轴向力

$$F_4=0$$

轴承 C 的径向力

$$F_5 = \sqrt{\left(\frac{F_d}{c+d}\right)^2 + \left(\frac{F_{Rcd}}{c+d} + \frac{F_{ac}D_{m2}}{2(c+d)}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{41229.04 \times 172.6104476}{103.3104476 + 172.6104476}\right)^2 + \left(\frac{-24440.41 \times 172.6104476}{103.3104476 + 172.6104476} + \frac{28335.42 \times 242.76}{2(103.3104476 + 172.6104476)}\right)^2} =$$

$$25946.21 \text{ N} \quad (3-17)$$

轴承 C 的轴向力

$$F_6 = F_{ac} = 28335.42 \text{ N}$$

轴承 D 的径向力

$$F_7 = \sqrt{\left(\frac{F_c}{c+d}\right)^2 + \left(\frac{F_{Rc}}{c+d} - \frac{F_{ac}D_{m2}}{2(c+d)}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{41229.04 \times 103.3104476}{103.3104476 + 172.6104476}\right)^2 + \left(\frac{-24440.41 \times 103.3104476}{103.3104476 + 172.6104476} - \frac{28335.42 \times 242.76}{2(103.3104476 + 172.6104476)}\right)^2} =$$

$$26562.35 \text{ N} \quad (3-18)$$

轴承 D 的轴向力

$$F_8=0$$

按照下式分别计算 ABCD 四个轴承的当量动载荷

$$P = XF_r + YF_a$$

式中

X-镜像载荷系数

Y-轴向载荷系数

$F_r$ -轴承的径向载荷

$F_a$ -轴承的轴向载荷

|        | e        | Fa/Fr > e |          | Fa/Fr ≤ e |   |
|--------|----------|-----------|----------|-----------|---|
|        |          | X         | Y        | X         | Y |
| 圆锥滚子轴承 | 1.5tan α | 0.4       | 0.4tan α | 1         | 0 |

表 3-3 轴承轴/径向系数

轴承寿命按照下式计算

$$L_h = \frac{1000000}{60n} \left( \frac{f_t C}{P} \right)^3 \quad (3-19)$$

式中

$f_t$ -温度系数取 1

$n$ -齿轮转速

可以查的各个轴承的 X、Y 及当量载荷的计算如下表

|         | A         | B        | C           | D        |
|---------|-----------|----------|-------------|----------|
| e       | 0.58      | 0.58     | 0.62        | 0.62     |
| Fr (N)  | 121233.46 | 71806.79 | 25946.21    | 26562.35 |
| Fa (N)  | 24440.41  | 0.00     | 28335.42    | 0.00     |
| Fa/Fr   | 0.20      | 0.00     | 1.09        | 0.00     |
| X       | 1         | 1        | 0.4         | 1        |
| Y       | 0         | 0        | 0.164051956 | 0        |
| P (N)   | 121233.46 | 71806.79 | 15026.96    | 26562.35 |
| C(KN)   | 90.8      | 90.8     | 102         | 102      |
| n (rpm) | 599.78    | 599.78   | 172.35      | 172.35   |
| Lh (h)  | 11674.69  | 56184.49 | 30242.75    | 5475.65  |

表 3-4 轴承寿命计算表

## 第四章 差速器齿轮计算

### 4.1 差速器齿轮基本参数

#### 1、行星齿轮数目的选择

采用 4 个行星齿轮。

#### 2、行星齿轮球面半径 $R_B$ 的确定

圆锥行星齿轮差速器的结构尺寸，通常取决于行星齿轮的背面的球面半径  $R_B$ ，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，因此在一定程度上也表征了差速器的强度。

球面半径  $R_B$  可按如下的经验公式确定：

$$R_B = K_B \sqrt[3]{T_C} = 2.5 \times \sqrt[3]{5004.44} = 42.76 \text{ mm} \quad (4-1)$$

式中： $K_B$ —行星齿轮球面半径系数，取 2.5；

$T_C$ —计算转矩，取  $T_{ce}$  和  $T_{cs}$  的较小值，5004.44 Nm.

根据上式  $R_B=42.76 \text{ mm}$  取整  $R_B=43\text{mm}$ ，所以预选其节锥距  $A_0=0.98\sim 0.99R_B$ ，取  $A_0=42\text{mm}$ 。

#### 3、行星齿轮与半轴齿轮的选择

为了获得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。但一般不少于 10。半轴齿轮的齿数采用 14~25，大多数汽车的半轴齿轮与行星齿轮的齿数比  $z_1/z_2$  在 1.5~2.0 的范围内。

差速器的各个行星齿轮与两个半轴齿轮是同时啮合的，因此，在确定这两种齿轮齿数时，应考虑它们之间的装配关系，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所整除，以便行星齿轮能均匀地分布于半轴齿轮的轴线周围，否则，差速器将无法安装，即应满足的安装条件为：

$$\frac{z_{2L}+z_{2R}}{n} = I \quad (4-2)$$

式中：

$z_{2L}$ ， $z_{2R}$ —左右半轴齿轮的齿数，对称式圆锥齿轮差速器， $z_{2L}=z_{2R}$ ；

n—行星齿轮数目，取 4；

I—任意整数。

在此选取  $z_1=12$ ， $z_2=16$  满足以上要求。

#### 4、差速器圆锥齿轮模数及半轴齿轮节圆直径的初步确定

首先初步求出行星齿轮与半轴齿轮的节锥角  $\gamma_1$ ， $\gamma_2$

$$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} = \arctan \frac{12}{16} = 36.87^\circ \quad (4-3)$$

则

$$\gamma_2 = 90 - \gamma_1 = 53.13^\circ \quad (4-4)$$

再按下式初步求出圆锥齿轮的大端端面模数 m

$$m = \frac{2A_0}{z_1} \sin \gamma_1 = \frac{2 \times 42}{12} \sin 36.87 = 4.20 \quad (4-5)$$

由于强度的要求在此取  $m=4.5\text{mm}$ ，则节锥距  $A_0=45.00\text{mm}$ 。

#### 5、压力角 $\alpha$

目前，汽车差速器的齿轮大都采用  $22.5^\circ$  的压力角，齿高系数为 0.8。最小齿数可减少到 10，并且在小齿轮（行星齿轮）齿顶不变尖的条件下，还可以由切向修正加大半轴齿轮的齿厚，从而使行星齿轮与半轴齿轮趋于等强度。由于这种齿形的最小齿数比压力角为  $20^\circ$  的少，故可以用较大的模数以提高轮齿的强度。在此选  $20^\circ$  的压力角。

行星齿轮轴的直径 d 为

$$d = \sqrt{\frac{T_c \times 1000}{1.3[\sigma_\tau]nr_d}} = \sqrt{\frac{5004.44 \times 1000}{1.3 \times 98 \times 4 \times 42}} = 15.29 \text{ mm} \quad (4-6)$$

取整  $d=16\text{mm}$ 。

式中

$T_c$ —差速器传递转矩，5004.44 Nm

$[\sigma_\tau]$ —支撑面许用挤压应力，取 98Mpa。

n—行星齿轮数，取 4。

$r_d$ —行星齿轮支撑面中点到锥顶的距离，约为半轴齿轮齿宽中点处平均半径的一半，取 42mm。

## 4.2 差速器齿轮尺寸汇总

| 项目     | 计算公式   | 计算结果   |
|--------|--|--|
| 行星齿轮齿数 | $z_1 \geq 10$ , 应尽量取最小值  | $z_1=12$   |
| 半轴齿轮齿数 | $z_2=14 \sim 25$ ,   | $z_2=16$   |
| 模数     | $m$  | $m=4.5$  |
| 齿面宽    | $b=(0.25 \sim 0.30)A_0$  | 13   |
| 全齿高    | $h=(1+1.2)m$   | 9.90   |
| 压力角    | $\alpha$   | $20^\circ$   |
| 轴交角    | $\Sigma$   | $90^\circ$   |
| 节圆直径   | $d=mz$   | $d_1=54, d_2=72$   |
| 节锥角    | $\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}, \gamma_2 = 90 - \gamma_1$ | $\gamma_1=36.87^\circ$ ,<br>$\gamma_2=53.13^\circ$       |
| 齿顶高    | $h_a=m$  | $h_{a1}=4.50, h_{a2}=4.50$                               |
| 齿根高    | $h_f=1.2m$   | $h_{f1}=5.40, h_{f2}=5.40$                               |
| 齿根角    | $\delta = \arctan \frac{h_f}{A_0}$                             | $\delta_1=6.84^\circ$ ,<br>$\delta_2=6.84^\circ$         |
| 顶锥角    | $\gamma_0 = \gamma + \delta$                                   | $\gamma_{01}=43.71^\circ$ ,<br>$\gamma_{02}=59.97^\circ$ |
| 根锥角    | $\gamma_R = \gamma - \delta$                                   | $\gamma_{R1}=30.03^\circ$ ,<br>$\gamma_{R2}=46.29^\circ$ |

表 4-1 差速器齿轮参数表

## 4.3 强度计算

差速器齿轮的尺寸受结构限制，而且承受的载荷较大，它不像主减速器齿轮那样经常处于啮合状态，只有当汽车转弯或左右轮行驶不同的路程时，或一侧车

轮打滑而滑转时，差速器齿轮才能有啮合传动的相对运动。因此对于差速器齿轮主要应进行弯曲强度校核。从动齿轮弯曲强度  $\sigma_w$  为

$$\sigma_w = \frac{2T k_s k_m k_0}{k_v m b d_2 J_n} \times 10^3 = \frac{2 \times 3002.66 \times 0.65 \times 1 \times 1}{1 \times 4.5 \times 13 \times 72 \times 0.225} \times 10^3 = 411.11 \text{ Mpa} \quad (4-7)$$

式中：

T—半轴齿轮的转矩，其计算  $T=0.6T_c=3002.66 \text{ Nm}$  齿轮的计算转矩；

$k_s$ —尺寸系数，此处取  $k_s=0.65$

$J_n$ —计算汽车差速器齿轮弯曲应力用的综合系数，查得  $J_n=0.225$ 。

其余参数跟前面主减速器齿轮一样，许用弯曲应力为  $[\sigma_w]=980\text{Mpa}$ ，故差速器的轮齿弯曲强度满足要求。

## 第五章 半轴的设计

设计半轴的主要尺寸是其直径,在设计时首先可根据对使用条件和载荷工况相同或相近的同类汽车同形式半轴的分析比较,大致选定从整个驱动桥的布局来看比较合适的半轴半径,然后对它进行强度校核。

### 5.1 计算载荷的确定

半浮式半轴当纵向力  $F_{x2}$  最大时,侧向力  $F_{y2}$  为 0,此时垂向力

$$F_{x2} = \frac{m_2 G_2}{2} = \frac{1.3 \times 1275}{2} = 828.75 \text{ N} \quad (5-1)$$

纵向力最大值

$$F_{y2} = F_{x2} \phi = 828.75 \times 0.85 = 704.44 \text{ N} \quad (5-2)$$

汽车通过不平路面时,垂向力  $F_{z2}$  最大,纵向力  $F_{x2}$  为 0,侧向力  $F_{y2}$  为 0,此时垂直力最大值  $F_{z2}$  为

$$F_{z2} = \frac{kG_2}{2} = \frac{1.75 \times 1275}{2} = 1115.625 \text{ N} \quad (5-3)$$

### 5.2 半浮式半轴的强度计算

初选半轴杆部直径  $d=27\text{mm}$

当纵向力最大时按照下式校核,弯曲应力

$$\sigma = \frac{32a\sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2}}{\pi d^3} = \frac{32 \times 100 \times \sqrt{828.75^2 + 704.44^2}}{\pi \times 18^3} = 190.07 \text{ Mpa} \quad (5-4)$$

式中

$a$ -轮毂支撑轴承到车轮中心平面的距离,初选 100mm。

扭转切应力

$$\tau = \frac{16F_{x2}r}{\pi d^3} = \frac{16 \times 828.75 \times 341}{\pi \times 18^3} = 246.92 \text{ Mpa} \quad (5-5)$$

此时合成应力为

$$\sigma_h = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{190.07^2 + 4 \times 246.92^2} = 529.15 \text{ Mpa} \leq 750 \text{ Mpa} \quad (5-6)$$

当垂向力  $F_{z2}$  最大时，只存在弯曲应力

$$\sigma = \frac{32F_{z2}a}{\pi d^3} = \frac{32 \times 1115.625 \times 100}{\pi \times 18^3} = 194.95 \leq 750 \text{Mpa} \quad (5-7)$$

### 5.3 半轴花键的选择

为了使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）。由于半轴传动动力较大，现代汽车半轴花键多采用渐开线花键。圆柱直齿渐开线花键分为四种基本齿廓。

对于圆柱直齿渐开线花键压力角为  $30^\circ$  和  $37.5^\circ$  的渐开线花键模数为 0.5~10mm，压力角为  $45^\circ$  的渐开线花键模数为 0.5~2.5mm，根据承载要求，选用  $45^\circ$  压力角圆齿根渐开线花键，选取花键齿数  $z=16$ ，为了使花键内径大于杆部直径，通过查阅资料，选取模数  $m=2.5\text{mm}$ ，外径  $D_{ee}=42.5\text{mm}$ 。

### 5.4 半轴花键的强度计算

在计算半轴在承受最大转矩时还应该校核其花键的剪切应力和挤压应力。

半轴花键的剪切应力为

$$\tau_b = \frac{4T \times 10^3}{zL_p b \phi (D_{ee} + D_{ii})} = \frac{4 \times 6586.55 \times 10^3}{16 \times 98.00 \times 3.93 \times 0.75 \times (42.5 + 37.5)} = 71.31 \text{Mpa} \quad (5-8)$$

式中：

$T$ —半轴承受的最大转矩， $T=6586.55 \text{ Nm}$ ；

$D_{ee}$ —取半轴花键(轴)外径， $D_b=42.5\text{mm}$ ；

$D_{ii}$ —取相配的花键孔内径， $d_a=37.5\text{mm}$ ；

$z$ —花键齿数，在此取 16；

$L_p$ —花键工作长度，取  $L_p=98.00 \text{ mm}$ ；

$b$ —花键齿宽， $b=0.5 \pi m=3.93 \text{ mm}$ ；

$\phi$ —载荷分布的不均匀系数，取 0.75。

半轴花键的挤压应力为

$$\sigma_{16} = \frac{8T \times 10^3}{zL_p \phi (D_{ee} + D_{ii})(D_{ee} - D_{ii})} = \frac{8 \times 6586.55 \times 10^3}{16 \times 98.00 \times 0.75 \times (42.5 + 37.5)(42.5 - 37.5)} = 112.02 \text{Mpa}$$

(5-9)

根据要求当传递的转矩最大时，半轴花键的切应力 $[\tau_b]$ 不应超过 73 MPa，挤压应力 $[\sigma_c]$ 不应超过 200 MPa，以上计算均满足要求。

半轴花键的尺寸数据见下表<sub>a</sub>

| 项目    | 代号       | 计算公式               | 计算结果     |
|-------|----------|--------------------|----------|
| 模数    | m        | —                  | .5<br>2  |
| 压力角   | $\alpha$ | —                  | 45°      |
| 齿数    | Z        | —                  | 16       |
| 分度圆直径 | D        | $D=mz$             | 40       |
| 基圆直径  | $D_b$    | $D_b=mz\cos\alpha$ | 28.28    |
| 齿距    | P        | $P=\pi m$          | 7.85     |
| 内花键大径 | $D_{ei}$ | $D_{ei}=m(z+1.8)$  | .5<br>44 |
| 内花键小径 | $D_{ii}$ | $D_{ii}=m(z-1)$    | .5<br>37 |
| 外花键大径 | $D_{ee}$ | $D_{ee}=m(z+1)$    | .5<br>42 |
| 外花键小径 | $D_{ie}$ | $D_{ie}=m(z-1.8)$  | .5<br>35 |
| 齿形裕度  | $C_F$    | $C_F=0.1m$         | 0.25     |

表 5-1 花键尺寸参数表

## 结 论

本文根据给定的汽车参数,结合同类车型的参数,进行了驱动桥的整体设计。首先选择了驱动桥的结构形式,分别计算校核主减速器、差速器、半轴和桥壳,最后绘制了驱动桥的整体装配图。

主减速器是驱动桥的重要组成部分,有着减速、增扭、改变转矩方向的作用。其性能的好坏对车辆的性能有着直接的影响。

本次设计通过多方查找资料,并在导师的指导下先后完成了以下工作:

(1)对主减速器的各种结构形式进行了详细的阐述,通过比较分析,最后根据实际情况决定采用结构简单、成本低廉的单级主减速器;

(2)通过查阅资料总结了各种齿轮类型,从增大离地间隙和经济性考虑选用双曲面齿轮;

(3)经过车桥实验室老师的允许,在实验室进行了后驱动桥的拆装实习,对后驱动桥的构造有了更深一步的理解;

(4)对主减速器主、从动齿轮的支承形式进行了设计;

(5)对主、从动齿轮的强度进行计算,并对齿轮的材料和热处理方法进行了选择和设计;

(6)通过对各种差速器的优缺点的比较最终选择了结构简单、便于维护的对称式圆锥行星齿轮差速器并对其原理进行了详细的分析;

(7)对差速器齿轮的几何形状进行了设计,对其具体参数进行了计算,经过校核其强度合格;

(8)对半轴直径和花键进行了设计、计算、校核;

(9)用 CAD 绘制装配图、零件图。并在导师指导下进行了多次修改;

(10)整理设计草稿,完成设计说明书。

本文介绍了主减速器的整个设计过程,另外还对差速器和半轴进行了设计和计算,用 CAD 软件绘制了装配图和重要零件图。通过此次毕业设计,对以前所学的专业知识有了更深一步的理解,提高了我的作图和进行机械设计的能力。这对我今后的工作将有极大的帮助。

## 参考文献

- [1]陈佳瑞主编.汽车构造[M].北京:机械工业出版社,2000
- [2]许兰贵主编.车辆变速器及驱动桥设计[M].北京:中国水利水电出版社,2017
- [3]成大先主编.机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,2004
- [4]王望予主编.汽车设计 第四版[M].北京:机械工业出版社,2004
- [5]余志生主编.汽车理论 第三版[M].北京:机械工业出版社,2000
- [6]吉林工业大学汽车教研室编.汽车设计[M].北京,机械工业出版社,1981
- [7]罗永革 冯樱主编.汽车设计[M].北京:机械工业出版社,2011
- [8]刘涛主编.汽车设计[M].北京:北京大学出版社,2008
- [9]《汽车工程手册》编辑委员会.汽车工程手册:设计篇[M].北京:人民交通出版社,2001
- [10]高维山.变速器[M].北京:人民交通出版社,1990
- [11]濮良贵 陈国定 吴立言主编.西北工业大学机械原理及机械零件教研室编著.机械设计 第九版[M].北京:高等教育出版社,2013
- [12]Piotr Bera. A design method of selecting gear ratios in manual transmissions of modern passenger cars[J].Mechanism and Machine Theory,2018(10):1-3.
- [13]S.Foulard,M.lchchou,S.Rinderknecht. Online and real-time monitoring system for remaining service life estimation of automotive transmission-Application to a manual transmission[J].Mechatronics,2015(06):2-3.
- [14]邹煜林,井睿康,马斌,et al.电驱动总成差速器壳体疲劳可靠性分析[J].北京汽车,2023(5):21-25.
- [15]王立志,王泽,翟文强,等.汽车差速器.2022[2024-01-18].
- [16]姚胜,朱锐,王小召,等.一种商用车主减差速器的轴承支撑结构:CN202222581837.2[P].CN219388428U[2024-01-18].