

纯电动迷你巴士（驱动桥设计）

摘 要

驱动桥存在于传动系最后端，它的最基本的作用就是增距、降速，作用到它上面的力均来自于路面和车架或车身中间。它的性能的好坏直接决定车辆性能的好坏，特别是对纯电动迷你巴士更应该注意这一点，这次所做的设计有部分参数是已经给定的，和大多数的设计者一样，我主要是参照了一些传统的方法，此外，还详细查找了相类似的车型，基本了解和掌握了大量数据之后我们开始动手进行设计，但是设计之前主减速器，差速器，半轴和桥壳结构和类别还是得先确定下来的。然后进行齿轮和轴的强度校核，针对的主要是相应轴承的寿命，和各个齿轮的强度以及它们的安装要求。整个设计我们所选择的任何东西都是有理有据的，所以，我们才敢那么肯定的说我们设计的驱动桥是合理有效的，是符合实际生产使用要求的。为了确保设计出来的东西维修保养更为方便、快捷，各个零件的设计都应该都必须具有四化：标准化，通用化，系列化，产品化。

关键字：微型客车，驱动桥，主减速器，差速器，半轴



全套图纸，加 153893706

PURE ELECTRIC MINI BUS

ABSTRACT

The drive axle is at the end of the power transmission system, and its basic function is to improve the torque and deceleration, the acting force acting between the pavement and the frame or the body. Its performance has a direct impact on the performance of the whole vehicle, and is particularly important for the bus. The main components of the drive axle are the main reducer, the differential, the axle shaft, and other drive and drive axle housing, etc. This design according to the given parameters, according to the traditional design method and reference the same type of car to determine the main reducer, differential, axle and axle housing structure type. Finally, design parameters and check the strength and life of the main main reducer, a driven gear, axle shaft gear and planetary gear. Drive bridge in the design process the basic guarantee of reasonable structure, in line with the practical application, the assembly and parts design as much as possible to meet the standardization of parts and components of the general and product series and auto deformation, convenience of repair and maintenance, parts of the process and easy manufacture.

KEY WORDS: mini-bus ,drive axle ,main reducer
differential ,half axle

目录

前言	1
第一章 驱动桥结构方案分析	2
第二章 主减速器设计	3
2.1 主减速器的结构形式	3
2.1.1 主减速器的齿轮类型	3
2.1.2 主减速器的减速形式	3
2.1.3 主减速器主，从动锥齿轮的支承形式	3
2.2 主减速器的基本参数选择与设计计算	4
2.2.1 主减速器计算载荷的确定	4
2.2.2 主减速器基本参数的选择	5
2.2.3 主减速器圆弧锥齿轮的几何尺寸计算	7
2.2.4 主减速器圆弧锥齿轮的强度计算	9
2.2.5 主减速器齿轮的材料及热处理	13
2.2.6 主减速器轴承的计算	14
第三章 差速器设计	21
3.1 对称式圆锥行星齿轮差速器的差速原理	21
3.2 对称式圆锥行星齿轮差速器的结构	21
3.3 对称式圆锥行星齿轮差速器的设计	22
3.3.1 差速器齿轮的基本参数的选择	22
3.3.2 差速器齿轮的几何计算	24
3.3.3 差速器齿轮的强度计算	26
第四章 驱动半轴的设计	28
4.1 全浮式半轴计算载荷的确定	28
4.2 全浮式半轴的杆部直径的初选	29
4.3 全浮式半轴的强度计算	29
4.4 半轴花键的强度计算	29
第五章 驱动桥壳的设计	31
5.1 铸造整体式桥壳的结构	31

5.2 桥壳的受力分析与强度计算.....	32
5.2.1 汽车以最大牵引力行驶时的桥壳强度计算.....	32
5.2.2 汽车紧急制动时的桥壳强度计算.....	35
结论.....	37
参考文献.....	39
致谢.....	40
附录.....	41

前言

驱动桥位于车辆的传动系统最终，它的众多功能中的基本功能是增加扭矩，降低转动速度，并改变力的传递方向，换句话说就是增大直接或间接由变速器传递过来的转矩，并将它合理的分配到驱动车轮的左右轮；此外，还有很多其他形式的力作用到驱动桥上，垂直力、横向力和径向力就作用到驱动桥上，此外还受到制动力矩和反作用力矩等等作用。驱动桥的构造很是复杂，不过我们只研究主要的几个结构，也就是主减速器，差速器，半轴和桥壳等几个部分。

在设计驱动桥的整个过程中我们一定要时刻牢记以下几点：

- 1) 主减速比是首先也是最重要的考虑的问题，在一定的情况下必须具有要求的燃料经济性和车辆运转的动力性。
- 2) 外形尺寸尽量小，以确保汽车具有一定的离地间隙，用来达到通过性的要求。
- 3) 齿轮及其他传动件工作稳定，发出的声音较小。
- 4) 在不同的载荷和转速条件下下具有很高的传动效率。
- 5) 有足够的强度和硬度以至于不管在什么情况下都能很好的承载力与力矩；在此情况下，削减重量从而减小冲击载荷，进而增强车辆运行的平顺性。
- 6) 导向机构和转向机构两个看似好像与驱动桥毫无关联的机构在这里必须能够和驱动桥协调转动起来。
- 7) 桥体的加工过程必须简单，并且选料便宜，最最重要的是如果出现故障必须保证维修简便。

第一章 驱动桥结构方案分析

我们可以见到的驱动桥的形式有很多种，在车辆驱动桥设计过程中如果选用断开式驱动桥，则悬架就采用独立悬架，然而，要是我们使用非断开式驱动桥，则就应该采用非独立悬架。由于非断开式驱动桥制造工艺简单、制造材料便宜而且工作状态比较可靠，经过对比国内外的相关纯电动迷你巴士的相关车型的设计，我们决定使用非断开式驱动桥。

第二章 主减速器设计

2.1 主减速器的结构形式

常遇到的主减速器其实总类还不是太多的，但是分类比较复杂，一般情况下是根据它是何种类型的齿轮，主动齿轮和从动齿轮的配置方法和减速形式的不同进行分类的。

2.1.1 主减速器的齿轮类型

主减速器齿轮的形式也是不尽相同的，设计过程中常会遇到的也是使用最为广泛的就是以下几种类型：弧齿锥齿轮，双曲面齿轮，圆柱齿轮和蜗轮蜗杆等。考虑到种种原因这次设计我选用的是弧齿锥齿轮，它所具有的特点大致有以下几点：各个齿轮的轴线相互垂直，此外它们还相交于一个点。这种齿轮能够承受很大的载荷，原因也有好多，其中值得一提的就是：齿轮端面有很大的重合与交叉，因此第一时间参加啮合的齿轮数会增多，此外，它的轮齿的啮合过度很平缓，是由齿的一端慢慢的向另一端过度的，以至于它的工况良好；但是弧齿锥齿轮也存在一些不好的地方，值得一提的就是它对啮合精度的要求比较敏感，锥齿轮的安装稍微不精确就会使轮齿运转环境迅速变差，从而加剧齿轮的磨损并且使其产生更大的噪声。

2.1.2 主减速器的减速形式

在这次设计中主减速器总的传动比取值为 6.2，小于 7，参照相关资料这次设计选用的主减速器是单级主减速器。单级主减速器具有很多优点，但是在这里我们主要看中的是它的以下几个好的地方：结构以及制造简单，所使用的材料价格便宜，可以说是减速器中的最最基本的一种形式，并且它的应用超级广泛。

2.1.3 主减速器主、从动锥齿轮的支承方案

主减速器设计的各个齿轮必须具有所要求的啮合状态，此外，还必须保证齿轮具有一定的刚度，这样齿轮才会良好的，按照我们所要求的运转。经过查阅资料、相关文献和方案论证后，本设计采用跨越式支承结构，此外从

动锥齿轮的支承选用的是圆锥滚子轴承。

2.2 主减速器的基本参数选择与设计计算

2.2.1 主减速器计算载荷的确定

已知主减速器的传动比为 $i_0=6.2$ ，现在使用的主减速器锥齿轮通常采用两种切齿方式，一种是奥利康，一种是格里森，而本设计恰恰采用的就是格里森式切齿方式。

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}

$$T_{ce} = T_{e \max} \cdot k_d \cdot K \cdot i_1 \cdot i_f \cdot i_0 \cdot h / n \quad N \cdot m \quad (2-1)$$

上述式子中出现的未知参数的含义如下： i_1 ——变速器最低档传动比； i_0 ——主减速器传动比； i_f ——分动器传动比；且
 $i_1 \cdot i_0 \cdot i_f = 1 \times 6.2 \times 1 = 6.2$

$T_{e \max}$ ——电机输出的峰值转矩，在此取 $466 N \cdot m$ ；

h ——变速器传动效率，在此取 0.97 ；

n ——该车的计算驱动桥数目在此取 1 ；

K_d ——紧急制动时引起的动载荷系数，性能系数 $f_j=0$ 的汽车： $k_d=1$ ，
 $f_j>0$ 的汽车： $k_d=2$ 或由实验选定。性能系数由下列式子计算

$$f_j = \begin{cases} \frac{1}{100} \left(16 - 0.195 \frac{m_a g}{T_{e \max}} \right) & \text{当 } 0.195 \frac{m_a g}{T_{e \max}} < 16 \\ 0 & \text{当 } 0.195 \frac{m_a g}{T_{e \max}} \geq 16 \end{cases}$$

(2-2) m_a ——满载时车辆的质量，在此取 $5000 K_g$ ；

$$\text{所以 } 0.195 \times \frac{5000 \times 9.8}{466} > 16$$

$$\therefore f_j = 0, \text{ 也即 } k_d = 1$$

由以上各参数代入式子 (2-1) 可求 T_{ce}

$$T_{ce} = \frac{1 \times 466 \times 1 \times 1 \times 6.2 \times 0.97}{1} = 2802.524 N \cdot m$$

2. 按驱动轮打滑转矩确定从动锥齿轮的计算转矩 T_{cs}

$$T_{cs} = G_2 m'_2 j_r / h_m \cdot i_m \quad N \cdot m \quad (2-3)$$

上述式子中出现的参数代表的含义如下： G_2 ——满载时车辆驱动桥对地面的最大载荷， $G_2=5000 \times 9.8=49000\text{N}$;

j ——车轮对地面的黏着系数，本设计选用 0.85;

r_r ——车轮的滚动半径，在此选用车轮的滚动半径为 $r_r=0.386$;

m'_2 ——最大加速时车辆后轴负荷转移系数；商用车：1.1~1.2，本设计选为 1.1;

i_m ——主减速器从动齿轮到车轮之间的传动比， $i_m=1$;

h_m ——主减速器主动齿轮到车轮之间的传递效率， $h_m=0.95$;

代入式子 (2-3)，有：
$$T_{cs} = \frac{49000 \times 1.1 \times 0.85 \times 0.386}{1 \times 0.95} = 18615.358\text{N}$$

由式子 (2-1) 和式子 (2-3) 计算出来的转矩是最大作用在从动锥齿轮上的力矩，它和我们所熟悉的平均力矩不一样。在从动锥齿轮的最大应力计算过程中，转矩的取值应该是上述计算的转矩的最小值，也就是说 $T_C = \min[T_{cs}, T_{ce}]$ ，故主减速器从动齿轮的计算载荷为： $T_c = 2802.524\text{N} \cdot \text{m}$

查阅资料，我们不难得到计算主动锥齿轮的转矩的计算公式，计算式子

$$\text{如下： } T_z = \frac{T_c}{i_0 \bullet h_G} \quad (2-4)$$

式子中， i_0 ——主传动比，在此取 6.2;

h_G ——各个齿轮之间的传递效率，本设计选用的是弧齿锥齿轮，查阅相关表格可得 h_G 为 0.85;

将数据代入式子 (2-4) 得： $T_z = 531.788\text{N} \cdot \text{m}$

2.2.2 锥齿轮主要参数的选择

和主减速器锥齿轮相关的参数有很多，本设计中只计算了和设计相关的一些尺寸参数，大致包括：主、从动齿轮的齿数 z_1 和 z_2 ，从动锥齿轮的大端分度圆直径 D_2 、端面模数 m_s 、主从动锥齿轮齿面宽 b_1 和 b_2 、中点螺旋角 b 、法向压力角 a 等。

1. 主、从动锥齿轮齿数 z_1 和 z_2

主、从锥齿轮齿数的选取主要注意以下几点：

- 1) 为了较好的磨合，齿数 z_1 ， z_2 最好保持互质关系。
- 2) 为了获得合适重合度和很高的弯曲强度，主、从动齿轮齿数加在一起

要大于或等于 40。

3) 为了确保良好的工况, 噪声小和高的疲劳强度, 商用车 z_1 一般选择大于或等于 6。

4) 当主传动比 i_0 较大时, z_1 应取得小一些, 以获得较好的离地距离。

5) 对于不同的主传动比, z_1 和 z_2 选择应该具体问题具体对待。

根据以上要求参考相关书籍资料和相应的计算取: $z_1=7$ $z_2=43$

故可以重新确定该车的主减速比: $i_0 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{43}{7} = 6.143$

再由重新确定的主减速比再次计算定客车主减速器计算载荷:

$$T_{ce} = T_{e \max} \cdot k_d \cdot K \cdot i_1 \cdot i_f \cdot i_0 \cdot h / n = 2776.759$$

2. 从动锥齿轮大端分度圆直径 D_2 和端面模数 m_s

就这次设计而言我们选取的是单级主减速器, 而单级主减速器我们还是都很了解的, 其驱动桥壳的尺寸、高度和离地距离会随着外形尺寸的改变而改变, 尺寸增大会影响, 尺寸减小同样也会有影响。如果 D_2 减小又会干涉齿轮和差速器安装。一般由于长期工作的积累和经验, 对一些数据都会有一定的选择标准, 根据这个标准来初步选定 D_2 的尺寸, 即

$$D_2 = K_{D_2} \sqrt[3]{T_c} \quad (2-5)$$

K_{D_2} ——直径系数, 一般取 13.0~15.3, 本设计按 15 计算;

T_c ——计算时从动锥齿轮代入的转动扭矩, $N \cdot m$, 本设计中它的数值选择为 T_{ce} 和 T_{cs} 中的最小的那个数值。

所以 $D_2 = 15 \times \sqrt[3]{2776.759} = 210.8 \text{ mm}$, 则端面模数 $m_s = D_2 / z_2 = 210.8 / 43 = 4.9 \text{ mm}$; 此外, m_s 还具有如下的关系式 $m_s = k_m \sqrt[3]{T_c}$, 其中 k_m 为模数系数, 一般在 0.3~0.4 之间取值。经过计算可得: $m_s = (0.3 \sim 0.4) \times \sqrt[3]{2776.759} = 4.22 \sim 5.62$, 根据国家标准选取模数 $m_s = 5$, 所以我们可以得到 $D_2 = m_s \times Z_2 = 5 \times 43 = 215 \text{ mm}$ 。且满足强度校核。

3. 主, 从动锥齿轮齿面宽 b_1 和 b_2

对于从动锥齿轮齿宽的选择, 一般参照推荐数值, 它的数值尽量不要大于其节锥的 0.3 倍, 即 $b_2 \leq 0.3A_2$, 此外, b_2 还必须具有如下的关系: $b_2 \leq 10m_s$, 大量的事实告诉我们从动锥齿轮齿宽的选择可以参照下列式子进行:

$$b_2 = 0.155D_2 = 0.155 \times 215 = 33.325 \text{ mm}$$

为了确保大齿轮全部参加啮合, 通常让小齿轮比大齿轮齿面要宽一些,

本设计中选取 $b_1=36.658\text{ mm}$

4. 中点螺旋角 b

螺旋角的大小是跟着齿轮宽的改变而发生变化的,并且我们还知道螺旋角随着齿端直径的增大而增大。对于螺旋角 b 的选择应该充分考虑到由于螺旋角的选择会给齿面重合度,轮齿强度和轴向力大小带来的影响,既要考虑到好的,也要考虑到不好的。 b 变大,则同时参加啮合的齿数就增多了,传动的平稳性增强,噪音降低,最重要的是我们会加强轮齿的强度。

车辆主减速器弧齿锥齿轮的螺旋角取值是有一定的要求的,在设计过程中只可能在 $35^\circ\sim 40^\circ$ 之间取,但是有个不成文的规定,那就是:商用车选用的 b 值相对小一些,目的是避免过大的轴向力的产生。

5. 螺旋方向

相互啮合的一对锥齿轮的螺旋方向是相反的。轴向力的方向受锥齿轮的旋转方向和螺旋方向的影响。具体的螺旋方向应该具体问题具体分析。

6. 法向压力角 a

压力角的选取对齿轮的选用很是重要。一般情况下对于尺寸小的齿轮,大压力角未必是件好事,大压力角容易改变齿尖宽度等,从而降低齿轮的端面重叠系数。本设计采用的是格里森式主减速器锥齿轮,但对于这种减速器来说,压力角选择为 20° 比较合适。

2.2.3 主减速器圆弧锥齿轮的几何尺寸计算

表 2-1 圆弧齿螺旋锥齿轮的几何尺寸计算用表

号	项目	计算公式	计算结果	单位
1	主动齿轮数	z_1	$z_1=7$	
2	从动齿轮数	z_2	$z_2=43$	
3	端面模数	m	$m=5$	m
4	齿面宽	$F=0.155d_2; F\leq 10m$	$F_1=33.325, F_2=36.658$	m

				m
5	齿工作高	$h_g = H_1 m_s$	$h_g=7.80$	m
6	齿全高	$h_g = H_2 m_s$	$h=8.665$	m
7	法向压力角	α	$\alpha=20$	度
8	轴交角	Σ	$\Sigma=90$	度
9	节圆直径	$d_1 = mz_1, d_2 = mz_2$	$d_1=35, d_2=215$	m
10	节锥角	$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2},$ $\gamma_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1} = 90^\circ - \gamma_1$	$\gamma_1=9.25, \gamma_2=80.75$	度
11	节锥距	$A_0 = \frac{d_1'}{2 \sin \gamma_1} = \frac{d_2'}{2 \sin \gamma_2}$	$A_0 = 109.00$	m
12	周节	$t = 3.1416m$	$t=15.71$	m
13	齿顶高	$h'_2 = K_a m_s, h'_1 = h_g - h'_2$ $K_a=0.27$	$h_1' = 6.45, h_2' = 1.35$	m
14	齿根高	$h_1'' = h - h_1', h_2'' = h - h_2'$	$h_1'' = 2.22, h_2'' = 7.32$	m
15	径向间隙	$c = h - h_g$	$c=0.68$	m
16	齿根角	$\delta_1 = \arctan \frac{h_1''}{A_0}, \delta_2 = \arctan \frac{h_2''}{A_0}$	$\delta_1=1.167, \delta_2=3.842$	度
17	面锥角	$\gamma_{01} = \gamma_1 + \delta_2, \gamma_{02} = \gamma_2 + \delta_1$	$\gamma_{01}=13.092, \gamma_{02}=81.917$	度

18	根锥角	$\gamma_{R1} = \gamma_1 - \delta, \gamma_{R2} = \gamma_2 - \delta$	$\gamma_{R1}=8.083, \gamma_{R2}=76.908$	度
19	外圆直径	$d'_{01} = d_1 + 2h'_1 \cos \gamma_1,$ $d'_{02} = d_2 + 2h'_2 \cos \gamma_2$	$d_{01}=47.73, d_{02}=215.43$	m m
20	节锥顶点至齿轮外缘距离	$\chi_{01} = \frac{d_2}{2} - h'_1 \sin \gamma_1,$ $\chi_{02} = \frac{d_1}{2} - h'_2 \sin \gamma_2$	$\chi_{01}=106.46, \chi_{02}=16.17$	m m
21	理论弧齿厚	$S_1=t- S_2, S_2 = S_k m$ $S_k=0.818$	$S_1=11.62, S_2=4.09$	m m
22	齿侧间隙	B	$B=0.330$	m m
23	螺旋角	β	$\beta = 35^\circ$	度
24	螺旋方向	主动齿轮为左旋，从动齿轮为右旋		
25	驱动齿轮	小齿轮		
26	螺旋方向	从轮齿背面看，主动齿轮为顺时针，从动齿轮为逆时针		

2.2.4 主减速器圆弧锥齿轮的强度计算

主减速器齿轮各个参数选定以后，对其强度进行检测看是否满足许用要求，保证其有足够的强度和预期的使用寿命，以保证其能安全可靠的进行工作。齿轮的破坏形式是进行强度校核的重要依据，为此我们查阅相关书籍了解了齿轮几种主要的失效形式。

1) 齿轮的损坏形式及寿命

常见的有轮齿折断、疲劳剥落、齿面胶合、磨损以及点蚀等等。

这次设计使用的齿轮常见的失效形式是疲劳损失，其中原因很多，最主要的还要归结于车辆驱动桥的齿轮承受的是交变载荷。参照具体的运算式子计算可得驱动桥齿轮的许用弯曲应力不能超过 200.9 N/mm^2 。详细的数据我们可以参照下表：

表 2-2 汽车驱动桥齿轮的许用应力

N/mm^2			
计算载荷	主减速器齿轮的许用弯曲应力	主减速器齿轮的许用接触应力	差速器齿轮的许用弯曲应力
按式 (2-1)、式 (2-3) 计算出的最大计算转矩 T_{ec} ， T_{cs} 中的较小者	600	2600	970
按式 (2-4) 计算出的平均计算转矩 T_{cf}	200.9	1650	200.9

在进行强度计算时不能把最大持续载荷作为疲劳失效的决定，而只是作为验算用的基准应力来用。

2) 主减速器圆弧齿螺旋锥齿轮的强度计算

(1) 单位齿长上的圆周力

车辆主减速器齿轮的使用时间的长短或者使用性能的好坏可以用其在轮齿上的设定的单位长度的压力来评估，也就是用下列式子进行预算：

$$p = \frac{P}{b_2} \quad \text{N/mm} \quad (2-6)$$

式中：P——轮齿上的作用的圆周力，根据工况的不同采用不同的力矩，一般有 T_{\max} 和 $G_2 j r_r$ 两种不同的力矩，单位是 N；

b_2 ——从动轮齿的齿宽，在此取 40mm.

首先我们可以按照电机最大输出转矩先进性计算，具体计算公式见如下：

$$p = \frac{T_{e \max} i_g \times 10^3}{\frac{d_1}{2} b_2 n} \quad \text{N/mm} \quad (2-7)$$

式中： $T_{e \max}$ ——电机传出来的峰值转矩，在此取 $466 \text{ N}\cdot\text{m}$ ；

i_g ——变速器的传动比；

d_1 ——主动齿轮节圆直径，在此取 35mm.

对于多桥驱动的汽车还应考虑驱动桥数，本车 $n=1$

按上式 $p=1502.4 \text{ N/mm}$

按最大附着力矩计算时：

$$p = \frac{G_2 j r_r \times 10^3}{\frac{d_2}{2} b_2} \quad \text{N/mm} \quad (2-8)$$

在上面的公式里面有很多参数，它们具体的含义如下所述： G_2 ——在考虑车辆最大加速时负荷增量时且车辆满载时单个驱动桥对地面的最大负荷，本设计取值为 49000N；

j ——车胎和行驶路面的黏着系数，本设计取值为 0.85；

r_r ——车轮的运转半径，本设计中取 0.386m

按上式 $p=854.342 \text{ N/mm}$

根据经验以及计算的数据我们可以得到：在许用范围内，单位长度齿面上的许用圆周力 $[p]$ 最大可以达到 1648N/mm^2 。

(2) 轮齿的弯曲强度计算

车辆齿根弯曲应力的计算我们可以参考下列计算公式：

$$S = \frac{2 \times 10^3 \times T \cdot K_0 \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot z \cdot m^2 \cdot J} \quad \text{N/mm}^2 \quad (2 \sim 9)$$

式中： T ——齿轮强度计算时代入的载荷， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

K_0 ——超载系数；在此取 1.0

K_s ——与材料、齿轮尺寸和热处理相关的尺寸系数，

$$\text{当 } m_s \geq 1.6\text{mm} \text{ 时, } K_s = \sqrt[4]{\frac{m}{25.4}}, \text{ 在此 } K_s = \sqrt[4]{\frac{10}{25.4}} = 0.7921$$

K_m ——载荷分配系数；

K_v ——质量系数，本次设计选取的数值为 1.0

b ——计算中代入的齿面宽度，mm；

z ——计算齿轮的齿数；

m ——端面模数，mm；

J ——在计算弯曲应力时需要考虑的综合系数（或几何系数），它是充分考虑了齿形系数以后的结果。

时刻注意载荷的作用位置，齿间载荷的分配、有用的齿宽以及各种系数等对计算弯曲应力的影响。在我们计算弯曲应力使用的是大端模数，所以在综合系数选定与计算中要进行验算和修改。按图 2-1 选取小齿轮的 $J=0.235$ ，大齿轮 $J=0.26$ 。

$$\text{按上式 } s_1 = \frac{2 \times 10^3 \times 27571.1040 \times 1 \times 0.7921 \times 1.05}{1 \times 80 \times 8 \times 5.9554 \times 0.235 \times 10^2 \times 0.95} = 534.8781 \text{ N/mm}^2 < 600 \text{ N/mm}^2$$

$$s_2 = \frac{2 \times 10^3 \times 27571.1040 \times 1 \times 0.7921 \times 1.05}{1 \times 75 \times 47 \times 10^2 \times 0.26} = 501.3329 \text{ N/mm}^2 < 600 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{按 } T_{cf} \text{ 计算, } s_1 = \frac{2 \times 10^3 \times 4848.6571 \times 1 \times 0.7921 \times 1.05}{1 \times 80 \times 8 \times 5.9554 \times 0.235 \times 10^2 \times 0.95} = 93.3562 \text{ N/mm}^2 < 200.9 \text{ N/mm}^2$$

$$s_2 = \frac{2 \times 10^3 \times 4848.6571 \times 1 \times 0.7921 \times 1.05}{1 \times 75 \times 47 \times 10^2 \times 0.26} = 88.0011 \text{ N/mm}^2 < 200.9 \text{ N/mm}^2$$

综上所述我们不难看出如下结论：我们所设计的轮齿符合强度要求。

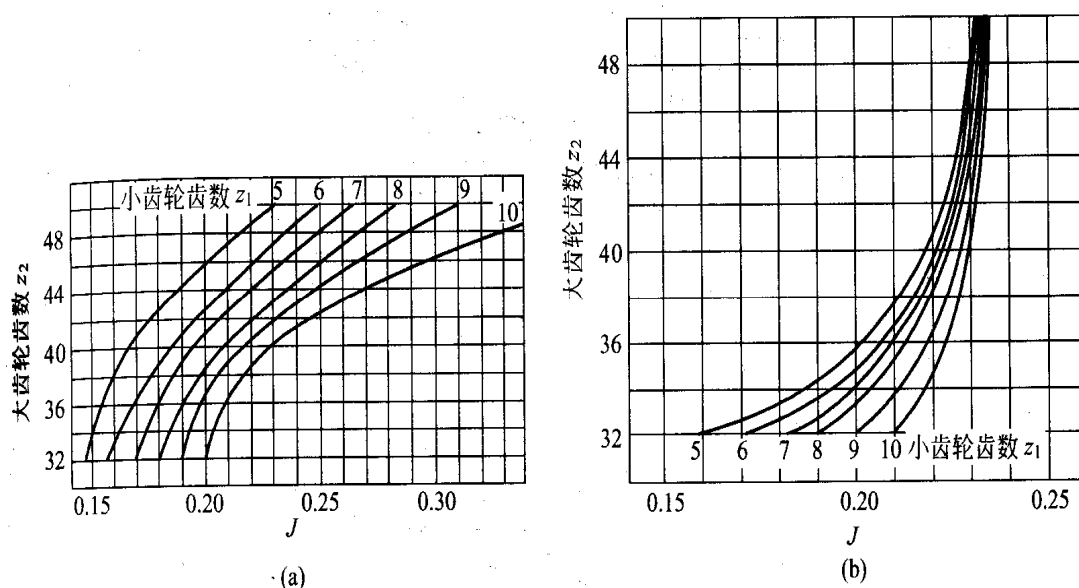


图 2-1 弯曲计算用综合系数 J

(3) 轮齿的表面接触强度计算

锥齿轮的齿面接触应力为

$$s_j = \frac{C_p}{d_1} \sqrt{\frac{2TK_0K_sK_mK_f \times 10^3}{K_v b J}} \text{ N/mm}^2 \quad (2-10)$$

上面的公式中未知参数代表的含义如下： T ——在计算主动锥齿轮时代入的转矩数值；

C_p ——材料的弹性系数，在这次设计中选择为 $232.6 \text{ N}^{\frac{1}{2}}/\text{mm}$;

K_0 , K_v , K_m ——可以参照上述的说明介绍;

K_s ——尺寸系数，一般得考虑齿轮的淬透性，但是由于是初学者我们参考了一下已有设计并取值为 1.0;

K_f ——表面质量系数。综合考虑以及查阅相关车型，在这次设计中我们选取表面质量系数为 1.0;

J ——接触应力计算过程中的综合系数。它的选择需综合考虑许多因素，特别是相对曲率半径、载荷作用的位置、轮齿间的载荷分配系数、有效尺宽及惯性系数等等，按图 2-2 选取 $J=0.1345$

$$\text{按上式 } s_j = \frac{232.6}{80} \sqrt{\frac{2 \times 4848.6571 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.05 \times 1 \times 10^3}{5.9554 \times 0.95 \times 1 \times 80 \times 0.1345}} = 1079.2534 < 1650$$

N/mm^2

由于主从动此轮均满足接触应力要求，所以所选用的是合理可行的。
相关参数的选取参照下图：

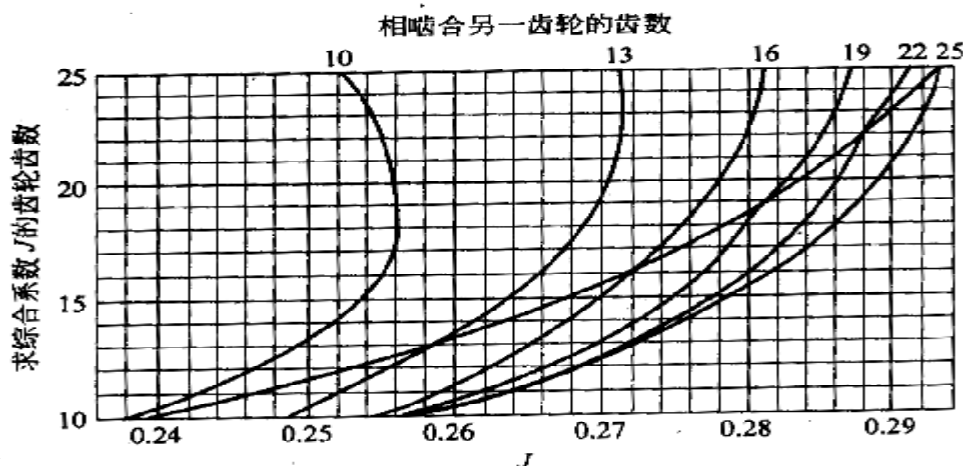


图 2-2 接触计算用综合系数

2.2.5 主减速器齿轮的材料及热处理

锥齿轮是传动系中工作环境最为糟糕的齿轮，它所承受的载荷不仅很大，变化形式多种多样，而且它的作用时间也非常的长。锥齿轮坏掉的可能也是多种的，在这里面最主要的也最常见的是齿根弯曲折断、齿面剥落、磨损和胶合等。为了避免以上种种现象的发生，我们对驱动桥齿轮的材料选择以及热处理方法做出了一下几点要求：

①必须具有满足设计要求的弯曲强度和接触强度，此外还要求具有良好的硬度和超好的耐磨性；

②冲击载荷有时很大且多变，这就要求芯部必须要有很强的韧性，这

样才能保证轮齿根部不会那么容易被折断；

③各种加工性能要好，各种变形程度要在允许范围类并且最好能够被掌控；

④选择齿轮材料的合金元素时要考虑实际情况。

车辆主减速器的材料一般都是渗碳合金钢。所以设计中齿轮的材料我们选择的都是 20CrMnTi。

2.2.6 主减速器轴承的计算

1. 锥齿轮齿面上的作用力

法向力可分解为圆周力、轴向力以及径向力，并且在齿轮啮合过程中一直作用在齿轮齿面上。

计算作用在齿轮上的圆周力时，转矩的计算是必不可少的。大量事实显示：疲劳损坏为轴承的主要失效形式，所以在计算时应当以当量转矩 T_d 代入式子进行运算。当量转矩的计算可以按照下列公式进行计算：

$$T_d = T_{e \max} \left\{ \frac{1}{100} \left[f_{i1} \left(i_{g1} \frac{f_{T1}}{100} \right)^3 + f_{i2} \left(i_{g2} \frac{f_{T2}}{100} \right)^3 + f_{i3} \left(i_{g3} \frac{f_{T3}}{100} \right)^3 + \mathbf{L} + f_{iR} \left(i_{gR} \frac{f_{TR}}{100} \right)^3 \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2-11)$$

上面的式子中出现的参数所代表的含义如下： $T_{e \max}$ ——电机的峰值转矩，本设计选取 $830\text{N} \cdot \text{m}$ ；

$f_{i1}, f_{i2} \cdots f_{iR}$ ——不同档位变速器的使用效率，可以参考相关标准进行选择；

$i_{g1}, i_{g2} \cdots i_{gR}$ ——不同档位的传动比；

$f_{T1}, f_{T2} \cdots f_{TR}$ ——不同档位时电机的利用率，参考相关标准进行选择；

表 2-3 f_i 及 f_T 的参考值

挡 变 速 器 位		轿 车			公 共 汽 车		载 货 汽 车		
		Ⅲ挡	Ⅳ 挡		Ⅳ挡	Ⅳ挡带 超速挡	Ⅳ挡	Ⅳ挡带 超速挡	Ⅴ挡
			$K_T < 80$	$K_T > 80$					
f_i	I 挡	1	1	0.8	2	1	1	0.5	0.5
	Ⅱ挡	9	4	2.5	6	4	3	3.5	2
	Ⅲ挡	90	20	16	27	15	11	7	5
	Ⅳ挡		75	80.7	65	50	85	59	15
	Ⅴ挡					—		—	77.5
	超速挡					30		30	
f_T	I 挡	60	70	65	70	70	50	50	50
	Ⅱ挡	60	65	60	70	70	60	60	60
	Ⅲ挡	50	60	50	60	60	70	70	70
	Ⅳ挡		60	50	60	60	60	70	70
	Ⅴ挡					—		—	60
	超速挡					75		70	

注：表中 $K_T = \frac{T_{e\max}}{0.1G_a}$ ，其中 $T_{e\max}$ ——发动机最大转矩， $N \cdot m$ ； G_a ——汽车总重力， kN 。

经计算 T_d 为 $1560.3200 N \cdot m$

圆锥齿轮齿面中点处的分度圆直径的计算可以参照下面的公式：

$$d_{2m} = d_2 - b \sin g_2$$

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

经计算 $d_{1m} = 65.4233mm$ $d_{2m} = 384.0024mm$

(1) 齿宽中点处的圆周力

齿宽中心处所受到的周向力为

$$F = \frac{2T}{d_m} \quad N \quad (2-12)$$

式中： T ——轮齿所受到的转矩；

d_m ——齿宽中心处的分度圆直径。

按照以上的计算公式进行计算可得：主减速器主动齿轮齿宽中点处的圆周

$$\text{力：} \quad F = \frac{2 \times 1580.4090}{67.4151} = 43.6632kN$$

(2) 锥齿轮的轴向力和径向力

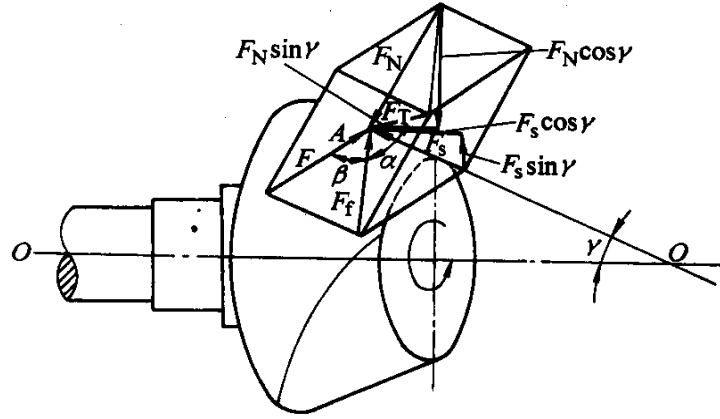


图 2-3 轮齿齿面受力分析图

如上图所示，主动轮左旋，旋转方向从右边看过去为为逆时针， F_T 为作用在 A 点处的法向力，在 F 被分解成两个垂直的力 F , F 垂直于 OA 且位于 A 点螺旋方向的法线面内，而 OA 位于切线平面的切面。在该平面中，有周向的力 F 和平行于节圆母线的力之分，螺旋角和压力角在图中不难被看出，所以我们不难得到如下结论：

$$F = F_T \cos a \cos b$$

(2-13)

$$F_N = F_T \sin a = F \tan a / \cos b$$

(2-14)

$$F_s = F_T \cos a \sin b = F \tan b$$

(2-15)

所以，我们不难得到作用在主动锥齿轮齿面上的轴向力 A 和径向力 R ，并且它们的计算公式以及计算过程分别可以按照下述进行表示：

$$F_{az} = F_N \sin g + F_s \cos g = \frac{F}{\cos b} (\tan a \sin g + \sin b \cos g) \quad (2-16)$$

$$F_{Rz} = F_N \cos g - F_s \sin g = \frac{F}{\cos b} (\tan a \cos g - \sin b \sin g) \quad (2-17)$$

由 式 子 (2-16) 可 计 算

$$F_{az} = \frac{46.8859 \times 10^3}{\cos 35^\circ} (\tan 22.5^\circ \sin 9.66^\circ + \sin 35^\circ \cos 9.66^\circ) = 36343 \text{ N}$$

由 式 子 (2-17) 可 计 算

$$F_{Rz} = \frac{46.8859 \times 10^3}{\cos 35^\circ} (\tan 22.5^\circ \cos 9.66^\circ - \sin 35^\circ \sin 9.66^\circ) = 17562 \text{ N}$$

2. 主减速器轴承载荷的计算

轴承的轴向负载是上述轴向力的齿轮。但是，如果采用圆锥滚子轴承的支持，则也应考虑从轴向力产生的径向力的效果。此外轴承的径向还受到齿轮的径向力，轴承径向支持向量圆周力和轴向力的反应力综合作用的结果。

对于使用活性骑式锥齿轮和从动锥齿轮轴承径向载荷，我们可以参考下列图例：

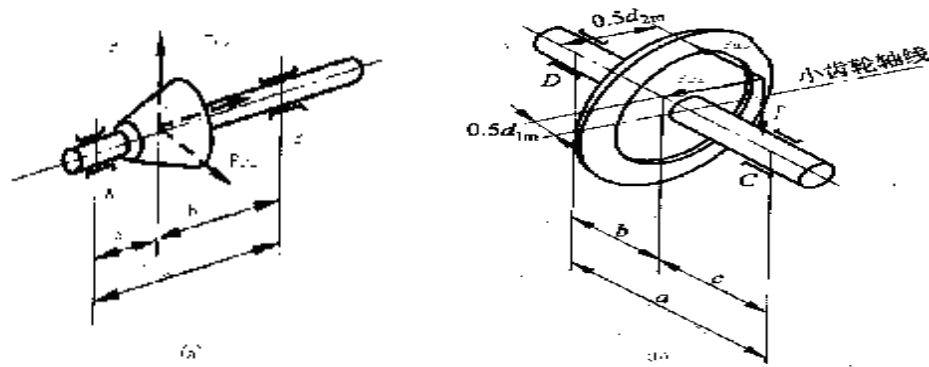


图 2-4 主减速器轴承的布置尺寸

计算 A, B 轴承的径向载荷我们可以如下计算公式进行计算：

$$R_A = \frac{1}{a} \sqrt{(F \cdot b)^2 + (F_{RZ} \cdot b - 0.5 F_{aZ} \cdot d_{1m})^2} \quad (2-18)$$

$$R_B = \frac{1}{a} \sqrt{(F \cdot c)^2 + (F_{RZ} \cdot c - 0.5 F_{aZ} \cdot d_{1m})^2} \quad (2-19)$$

根据上式已知 $F_{aZ} = 35432 \text{ N}$, $F_{RZ} = 17775 \text{ N}$, $a = 125 \text{ mm}$, $b = 40 \text{ mm}$, $c = 175 \text{ mm}$, $d_{1m} = 66.5476 \text{ mm}$

因此：A 轴承的径向力计算结果如下：

$$R_A = \frac{1}{130} \sqrt{(46885.9 \times 50)^2 + (17863 \times 50 - 0.5 \times 36343 \times 67.4171)^2} = 18312 \text{ N}$$

轴承 B 的径向力

$$R_B = \frac{1}{130} \sqrt{(46885.9 \times 180)^2 + (17863 \times 180 - 0.5 \times 36343 \times 67.4151)^2} = 21443 \text{ N}$$

计算 A、B 轴承的派生轴向力我们可以参照下列计算公式进行计算：

$$A = \frac{R}{2Y} \quad (2-17)$$

式中：

R ——为各轴承的径向力； R_A : 18312 N R_B : 21443 N

Y ——为轴承的轴向系数。轴承 A、B 均为 1.7。

把上述数据代入相应的计算公式中计算出轴承的派生轴向力为：

$$A_A = 5342.66 \text{ N}$$

$$A_B = 6389.76 \text{ N}$$

因为 $A_B < A_A + F_{az}$ ，所以轴承 A 被放松，轴承 B 被压紧。对于圆锥滚子轴

承，由轴承 A 被放松，所以其轴向力为其派生轴向力；轴承 B 被压紧，因此它所受到的轴向力就是轴承 A 的派生轴向力和齿轮的轴向力之和，它们的轴向载荷可以分别表示为如下：

$$A_A = 5342.66 \text{ N}$$

$$A_B = A_A + F_{az} = 41662.72 \text{ N}$$

所以轴承所承载的当量动载荷 Q 可以按照如下计算公式计算：

$$Q = XR + YA \quad (2-18)$$

上述计算公式中：

A 、 R ——如上述所示；

X ——径向系数；

Y ——轴向系数。

各个参数的确定：

$$R_A: 18312 \text{ N}$$

$$R_B: 21443 \text{ N}$$

$$A_A: 5342.66 \text{ N}$$

$$A_B: 41662.72 \text{ N}$$

对于单列圆锥滚子轴承来说， $\frac{A}{R} \leq e$ 时， $X=1$ ， $Y=0$ ； $\frac{A}{R} > e$ 时， $X=0.4$ ， $Y=1.7$ ；

对于轴承 A, $\frac{A}{R} = 0.29 < e = 0.35$, 所以 $X=1$, $Y=0$;

对于轴承 B, $\frac{A}{R} = 0.63 < e = 0.35$ 时, $X=0.4$, $Y=1.7$;

将上述各参数带入式 (2-18) 中得:

$$Q_a = 18312 N \quad Q_b = 97498 N$$

$$\therefore L_h = \frac{10^3}{60n} \left(\frac{C}{f_p Q} \right)^e \quad (2-19)$$

式中:

C ——额定动载荷, N ; 轴承 A 为 130KN, 轴承 B 为 152KN;

f_p ——载荷系数; 对于车辆取 1.2~1.8, 取 1.2;

n ——轴承的计算转速, r/min , 但是本设计的计算转速 n_2 为

$$n_2 = \frac{2.66v_{am}}{r_r} \quad r/min \quad (2-21)$$

式中: r_r ——车轮的转动半径, m

v_{am} ——车辆的平均车速, km/h; 通常情况下再设计过程中取平均速度为 30~35 km/h, 且在这次设计中我们选取的数值是 32.5 km/h。

所以有上式可得 $n_2 = \frac{2.66 \times 32.5}{0.5055} = 169.3277 \text{ r/min}$

而主动锥齿轮的计算转速 $n_1 = 1004 \text{ r/min}$

ϵ ——寿命指数; 对于滚子轴承取 $10/3$;

Q ——当量动载荷, N

将相应的数值代入到上面的式子中, 可以得到:

$$L_h = 6196.64 \text{ h}$$

如果把车辆的大修一次的形式路程 S 设置为 100000 公里, 则根据相关公式可以计算出预期的使用寿命, 也就是

$$L'_h = \frac{S}{v_{am}} \text{ h} \quad (2-23)$$

$$\text{所以 } L'_h = \frac{100000}{32.5} = 3076.9 \text{ h}$$

和 L_h 比较来看，容易发现 $L_h > L'_h$ ，所以我们可以得出结论：我们选择的轴承是可以的。

第三章 差速器设计

汽车行驶理论与实际种种原理、事实关系都表明了一点：汽车在运转过程中左、右车轮在同一时间转过的圈数不相等，换句话说也就是两车轮走过的路程不一样，这又是为什么呢？在此我们先不探讨这个问题，让我们想想这样会带来的后果。其实不难发现：这样会使轮胎提前报废，并且还大量增加了燃料的消耗，浪费燃料；有时还会有一些意想不到的或者不情愿发生的事情发生，比如说操纵性变坏。为了解决以上可能遇到的严重的隐患，一般在汽车左右驱动轮之间都装有差速器，从而确保汽车不同的驱动轮在所行驶的路程不相等情况下能调整转速继续正常行驶，同时也满足汽车行驶运动学等等的各种要求。

§ 3.1 差速器的结构形式的选择

汽车差速器分为各种各样的，在使用时应当考虑各种要求，比方说要考虑所设计的汽车类型及其使用条件什么的，还有要注意选用的什么结构形式的差速器才能够满足我们所要设计汽车各种使用性能要求。这次毕业设计所要设计的是一辆纯电动迷你巴士，考虑到所行驶的路面状况比较好，各驱动轮与路面的附着系数差别微乎其微，以及良好的粘合性，我们选用普通的对称锥形行星齿轮。因为它操作简单，流畅，易于制造，成本低，适用范围广。

3.2 对称式圆锥行星齿轮差速器的结构

对称式圆锥齿轮差速器结构简图如下图所示所示。由于其结构简单，流畅，易于制造的，用于公路汽车是非常可靠的，是符合我们这次的设计要求的。

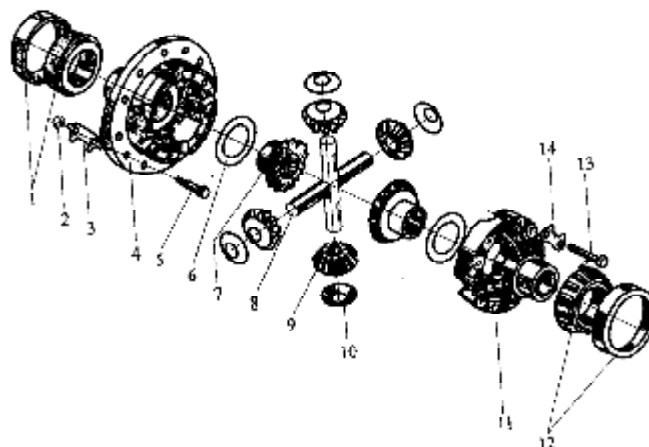


图 3-2 对称式圆锥行星齿轮差速器结构示意图

1, 12-轴承；2-螺母；3, 14-锁止垫片；4-差速器左壳；5, 13-螺栓；6-半轴齿轮垫片；
7-半轴齿轮；8-行星齿轮轴；9-行星齿轮；10-齿轮垫片；11-差速器右壳

3.3 对称式圆锥行星齿轮差速器的设计

因为主减速器从动齿轮安装在差速器壳，所以，主减速器从动齿轮的尺寸很大程度上决定着差速器的装配形式。此外，主减速器从动齿轮轴承支座装配及主动齿轮导向轴承座安装也是限制差速器外形尺寸的两个因素，是我们不容忽视的两个方面。

3.3.1 差速器齿轮的基本参数的选择

1. 行星齿轮数目的选择

该设计制造的差速器选用的行星齿轮数是 4 个。

2. 行星齿轮球面半径 R_B 的确定

首先我们应该了解什么是球面半径，其实我们可以简单的理解为行星齿轮的安装尺寸，同样它还可以表示为锥齿轮的节锥距，甚至它也被用来反映差速器的强度。

根据实践经验以及一些理论指导，我们可以按如下公式计算球面半径 R_B ：

$$R_B = K_B \sqrt[3]{T} \quad \text{mm} \quad (3-3)$$

上面的公式中： K_B ——齿轮球面半径系数，对于有 4 个行星齿轮的迷你客

车在此取 $K_B=2.6$;

T——计算转矩，是 T_{ce} 和 T_{cs} 中最小的那个数值， $N \cdot m$ 。

依据上面的计算公式，代入相关数据可得 $R_B=2.6\sqrt[3]{2776.759}=36.544mm$
所以预选其节锥距 $A_0=40mm$

3. 行星齿轮与半轴齿轮的选择

一定的模数以及足够的强度是人们所需要的，但是如何才能达到这样的要求呢？一般采取的方法是减少行星齿轮的数量。但一般不少于 10。半轴齿轮的齿数在 14~25 之间选取，然而，半轴齿轮与行星齿轮的齿数比 z_1/z_2 一般在 1.5~2.0 之间取值。

行星齿轮与半轴齿轮的轮齿总是同时在一起参加啮合的，这就要求在选定齿轮齿数的时候必须考虑两种齿轮之间配合关系，在形形色色，参差不齐的齿轮式差速器中，半轴齿轮左右齿轮的齿数 z_{2L} ， z_{2R} 之和和行星齿轮齿数必须拥有共同的公约数，且前者必须能够被后者整除。这样，差速器才能按照我们希望的那样正常的进行运转，所以差速器的安装条件可以概括为如下的关系式：

$$\frac{z_{2L} + z_{2R}}{n} = I \quad (3-4)$$

式中： z_{2L} ， z_{2R} ——半轴齿轮左、右齿数；

n ——行星齿轮的个数；

I ——任意整数。

在此 $z_1=12$ ， $z_2=24$ 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

行星齿轮与半轴齿轮的节锥角是要选出，也是必须要被提前计算出来的，节锥角 g_1 ， g_2 计算可以参照如下计算公式进行选取：

$$g_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} = \arctan \frac{12}{24} = 26.57^\circ \quad g_1 = 90^\circ - g_2 = 63.43^\circ$$

此外，圆锥齿轮的大端端面模数 m 可以按下面的计算方法进行计算：

$$m = \frac{2A_0}{z_1} \sin g_1 = \frac{2A_0}{z_2} \sin g_2 = \frac{2 \times 40}{24} \sin 63.43^\circ = 2.981$$

考虑到各种强度以及安装的要求，本设计选取 $m=3mm$

则修正可得： $d_1=36mm$ $d_2 = mz_2=3 \times 24=72mm$

5. 压力角 α

当前，一般齿轮压力角均选为 22.5° ，它的齿高系数为 0.8。齿数最小取值不小于 10。由于齿数这牙齿是小于 20 度的压力角，可以提高牙齿的强度，综合考虑，最终决定这次设计选用的是 22.5° 的压力角。

6. 行星齿轮安装孔的直径 f 及其深度 L

行星齿轮轴的尺寸和行星齿轮轴的支承长度取值和计算根据经验选用如下：

$$L = 1.1f$$

$$Lf = 1.1f^2 = \frac{T_0 \times 10^3}{[s_c] \times nl}$$

$$f = \sqrt{\frac{T_0 \times 10^3}{1.1[s_c]nl}} \quad (3-5)$$

式中： T_0 ——差速器壳所能传递的转矩， $N \cdot m$ ；在此取 $2776.759 N \cdot m$

n ——行星齿轮的个数；在此为 4

l ——齿轮锥顶与支承面中心之间的距离， mm ， $l \approx 0.5d'_2$ ， d'_2 为半轴中心处的直径，而 $d'_2 \approx 0.8d_2$ ；

$[s_c]$ ——允许的挤压应力，本设计取 $98 MPa$

根据上式计算可得：

$$f = \sqrt{\frac{2776.759 \times 10^3}{1.1 \times 98 \times 4 \times 0.4 \times 72}} \approx 15mm \quad L = 1.1 \times 15 \approx 17mm$$

3.3.2 差速器齿轮的几何计算

表 3-1 迷你客车齿轮的几何尺寸计算用表

序号	项目	计算公式	计算结果
1	行星齿轮齿数	$z_1 \geq 10$ ，应尽量取最小值	$z_1 = 12$
2	半轴齿轮齿数	$z_2 = 14 \sim 25$ ，且必须满足相应的计算公式	$z_2 = 24$
3	模数	m	$m = 3mm$
4	齿面宽	$b = (0.25 \sim 0.30)A_0$ ； $b \leq 10m$	$9.86mm$

续表

序号	项目	计算公式	计算结果
----	----	------	------

5	工作齿高	$h_g = 1.6m$	$h_g = 4.8\text{mm}$
6	全齿高	$h = 1.788m + 0.051$	5.415
7	压力角	a	22.5°
8	轴交角	$\Sigma = 90^\circ$	$\Sigma = 90^\circ$
9	节圆直径	$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2$	$d_1 = 36\text{mm}, d_2 = 72\text{mm}$
10	节锥角	$g_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}, \quad g_2 = 90^\circ - g_1$	$g_1 = 26.57^\circ,$ $g_2 = 63.43^\circ$
11	节锥距	$A_0 = \frac{d_1}{2 \sin g_1} = \frac{d_2}{2 \sin g_2}$	$A_0 = 40.240\text{mm}$
12	周节	$t = 3.1416 m$	$t = 9.420\text{mm}$
13	齿顶高	$h_{a1} = h_g - h_{a2};$ $h_{a2} = \left[0.43 + \frac{0.37}{\left(\frac{z_2}{z_1} \right)^2} \right] m$	$h_{a1} = 3.233\text{mm}$ $h_{a2} = 1.568\text{mm}$
14	齿根高	$h_{f1} = 1.788 m - h_{a1}; \quad h_{f1} = 1.788 m - h_{a2}$	$h_{f1} = 2.132\text{mm};$ $h_{f2} = 3.796\text{mm}$
15	径向间隙	$c = 0.2m$	$c = 0.6\text{mm}$
16	齿根角	$d_1 = \arctan \frac{h_{f1}}{A_0}; \quad d_2 = \arctan \frac{h_{f2}}{A_0}$	$d_1 = 3.03^\circ;$ $d_2 = 5.39^\circ$
17	面锥角	$g_{o1} = g_1 + d_2; \quad g_{o2} = g_2 + d_1$	$g_{o1} = 31.96^\circ;$ $g_{o2} = 66.46^\circ$
18	根锥角	$g_{R1} = g_1 - d_1; \quad g_{R2} = g_2 - d_2$	$g_{R1} = 23.54^\circ;$ $g_{R2} = 58.04^\circ$
19	外圆直径	$d_{o1} = d_1 + 2h_{a1} \cos g_1;$ $d_{o2} = d_2 + 2h_{a2} \cos g_2$	$d_{o1} = 41.783\text{mm}$ $d_{o2} = 73.402\text{mm}$

20	节圆顶点至齿 轮外缘距离	$C_{01} = \frac{d_2}{2} - h_{a1} \sin g_1$ $C_{02} = \frac{d_1}{2} - h_{a2} \sin g_2$	$C_{01} = 34.55 \text{ mm}$ $C_{02} = 16.60 \text{ mm}$
----	-----------------	---	--

续表

序号	项目	计算公式	计算结果
21	理论弧齿厚	$s_1 = t - s_2$ $s_2 = \frac{t}{2} - (h_{a1} - h_{a2}) \tan a - tm$	$s_1 = 5.2534 \text{ mm}$ $s_2 = 4.174 \text{ mm}$
22	齿侧间隙	$B = 0.244 \sim 0.331 \text{ mm}$	$B = 0.250 \text{ mm}$
23	弦齿厚	$S_{ci} = s_i - \frac{s_i^3}{6d_{i1}^2} - \frac{B}{2}$	$S_{c1} = 5.16 \text{ mm}$ $S_{c2} = 4.10 \text{ mm}$
24	弦齿高	$h_{ci} = h_{ai} + \frac{s_i^2 \cos g_i}{4d_i}$	$h_{c1} = 3.404 \text{ mm}$ $h_{c2} = 1.595 \text{ mm}$

3.3.3 差速器齿轮的强度计算

通过结构约束的差动齿轮的尺寸，并承受较大的载荷。在接合状态，它和主减速器齿轮为常啮合状态，但有时也会发生相对运转，所以需要对差速器齿轮的弯曲强度进一步进行校核。轮齿弯曲强度 s_w 为

$$s_w = \frac{2 \times 10^3 TK_0 K_s K_m}{K_v b z_2 m^2 J} \quad \text{MPa} \quad (3-6)$$

式中： T ——一个半轴齿轮所受到的转矩，它的计算公式如下： $T = \frac{T_0 \times 0.6}{n}$

在此 T 为 $4129.42 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；

n ——差速器上的齿轮的数量；

z_2 ——半轴齿轮的轮齿数目；

K_0 、 K_v 、 K_s 、 K_m ——可以参照（2-9）的说明；

J ——齿轮弯曲应力计算选择的综合系数，可以由下图查的，查的的结果是： $J = 0.225$

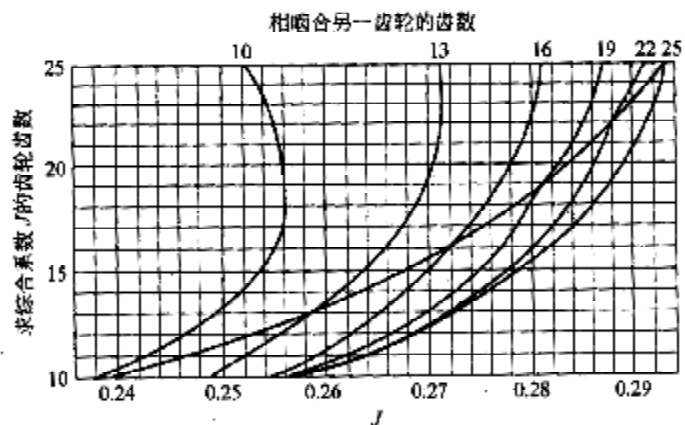


图 3-2 弯曲应力计算选择的综合系数

通过以上的公式计算可得： $s_w=822.46 \text{ MPa} < 980 \text{ MPa}$

因此，我们不难得到如下结论：差速器中的轮齿满足相应的强度和安装要求。

第四章 驱动半轴的设计

驱动轮的驱动装置位于车辆传动系的最后端，其功能是传递来自于差速器轴轮驱动轮的扭矩。按照支架或所受应力的不同将它们进行分类，他们又可以分为半浮式的外端，3 / 4 的浮动和完全浮动。本设计由于是迷你巴士，所以采用全浮式的结构形式。

主要尺寸设计是半轴直径。在最初的设计根据使用条件、负载选择相同或相似的同类汽车半轴进行分析，然后从驱动轴的布局来看大致选定比较适合半轴的半径，然后在强度校核一下就好了。

4.1 全浮式半轴计算载荷的确定

全浮式半轴所受到的力矩形式只有受转矩，并且它的计算转矩有如下计算关系： $T = X_{2L} \cdot r_r = X_{2R} \cdot r_r$ 代入相关数据即可求出所需的東西，在这里面 X_{2L} ， X_{2R} 的运算可以按照以下方法计算，然后再选用其中最小的就好。

如果以最大附着力进行运算，也就是按照下面的式子进行计算：

$$X_{2L} = X_{2R} = \frac{m' G_2}{2} j \quad (4-1)$$

式中： j ——地面的附着系数，本设计选为 0.8；

m' ——车辆的质量转移系数，我们可以在 1.2~1.4 之间选取，而本设计选择的是 1.2。

$$\text{根据上式 } X_{2L} = X_{2R} = \frac{1.2 \times 79577.0976}{2} \times 0.85 = 40347.79 \text{ N}$$

如果以发动机输出的峰值转矩进行运算，也就是按照下面的式子进行计算：

$$X_{2L} = X_{2R} = x T_{e \max} i h / r_r \quad (4-2)$$

其中： x ——力矩分配系数，而对于本设计选用的差速器，我们取值为 0.6；

$T_{e \max}$ ——电机输出的峰值转矩，N · m；

h ——车辆的传递效率，运算时多选为 0.9 或者是直接按照 1 进行

计算；

i ——传动系最低挡传动比；

r_r ——车轮的转动半径，m。

以上所有提及到的参数都可以参照相关说明进行选择 and 运用。

$$\text{根据上式 } X_{2L} = X_{2R} = \frac{0.6 \times 800 \times 12.86 \times 5.9554 \times 0.9}{0.5055} = 65449.97 \text{ N}$$

$$\text{在此 } X_{2L} = X_{2R} = 19297.89 \text{ N} \quad T = 18370.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.2 全浮式半轴的杆部直径的初选

全浮式半轴杆部直径的根据经验公式以及一些理论进行初期的预备选用，具体的计算公式以及计算过程可以参照如下：

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \times 10^3}{0.196[t]}} = (2.05 \sim 2.18) \sqrt[3]{T} \quad (4-3)$$

参照以上的运算式子可以求得： $d = (2.05 \sim 2.18) \sqrt[3]{18380.75} = (54.10 \sim 57.53) \text{ mm}$

在强度允许情况下，选取半轴直径 d 为 57.5mm。

4.3 全浮式半轴的强度计算

扭转应力 t 很是重要，再次我们特别进行验算，并且检验的公式如下：

$$t = \frac{T}{\frac{\pi}{16} d^3} \quad \text{MPa} \quad (4-4)$$

上面的运算公式里的参数代表的含义表示如下： T ——计算的半轴转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ 在此取 $17790.78 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；

d ——半轴直径，mm。

代入相关数据我们可以很容易计算出来 $t = 488.72 \text{ MPa} < [t] = (490 \sim 588) \text{ MPa}$

因此我们不难看出我们选择的半轴满足相关强度以及安装要求。

4.4 半轴花键的强度计算

在计算半轴花键剪切力时我们可以采用如下的计算公式：

$$t_s = \frac{T \times 10^3}{\left(\frac{D_B + d_A}{4} \right) z L_p b f} \quad \text{MPa} \quad (4-5)$$

同样，在计算半轴花键挤压力时我们可以采用如下的计算公式：

$$s_c = \frac{T \times 10^3}{\left(\frac{D_B + d_A}{4} \right) \left(\frac{D_B - d_A}{2} \right) z L_p f} \quad \text{MPa} \quad (4-6)$$

上面的式子中提及的各个符号代表的含义如下： T ——单个半轴能够承载的最大的转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ，在此取 $18379.442 \text{N} \cdot \text{m}$ ；

D_B ——半轴上花键的外部直径， mm ，本设计选用 44mm ；

d_A ——与花键相配合的花键孔的直径， mm ，本设计选用 42mm ；

z ——花键齿数；在此取 14

L_p ——参加结合的花键的长度， mm ，本设计选用 53mm ；

b ——花键上齿面宽度， mm ，本设计选用 3.925mm ；

f ——载荷分布不均匀系数，本设计选用 0.75 。

代入相关数据进入上面的式子中： $t_s = \frac{18380.75 \times 10^3}{\left(\frac{62.5 + 57.75}{4} \right) \times 18 \times 55 \times 3.925 \times 0.75} = 70.4$

MPa

$$s_c = \frac{18380.75 \times 10^3}{\left(\frac{62.5 + 57.74}{4} \right) \left(\frac{62.5 - 57.74}{2} \right) \times 18 \times 55 \times 0.75} = 116.10 \text{ MPa}$$

按照我们已经知道的一些要求，半轴花键的最大许用切应力 $[t_s]$ 最大不超过 71.05 MPa ，最大挤压应力 $[s_c]$ 不超过 196 MPa ，并且上诉要求均是在转矩最大时的情况，然而我们的计算结果依然满足要求，换句话说我们所有的计算结果都是正确可行的，也即均满足强度和安装要求。

第五章 驱动桥壳的设计

其主要功能是运输车驱动桥桥壳的质量，并通过路面的抗应激和抗扭矩承受车轮，并通过悬挂于身体。这也是一个主减速器，差速器和半轴的装配基准。

驱动桥壳的设计一般应该注意下面几点要求：

- ① 具备很高的强度和刚度，主减速器齿轮啮合很稳，此外半轴上不会出现过大的、额外的、附加的、应该尽量避免的、令人讨厌的弯曲应力；
- ② 为了提高汽车行驶的平顺性必须尽可能减少车重，但是这一切都是在强度和刚度满足设计要求的前提下进行的；
- ③ 确保一定的离地距离；
- ④ 优化驱动桥壳结构工艺，使其制造成本降低；
- ⑤ 保证驱动桥壳中的传动系部件清洁，特别是防止泥水的渗入；
- ⑥ 考虑拆装，调整，维修的方便性。

因为本设计我们设计的是纯电动迷你客车，所以，驱动桥壳的结构形式我们选择为铸造整体式。

5.1 铸造整体式桥壳的结构

球墨铸铁，可锻铸铁或铸铁通常可以通过球墨铸铁。为了进一步提高强度和刚度，两端的压成一个长的无缝钢管，半轴套管铸造整体式桥壳，并用针固定。如图 5-1 所示，每侧和桥壳的四周都是半轴套管表面的压力分布，并配合表面的直径逐渐增大，从而获得更好的压力分布的。安装法兰和轴的制动盘.. 房在桥壳中部的平面和孔是用来安装主减速器和差速器总成。后端面与孔可装上后盖，后盖，可以用来检查孔。

也因为汽车轮毂轴承安装在半轴套管，这取决于对轮毂内轴承和轴壳铸件的外端面，轴承外旋和外的半轴套管一端的螺母，使半轴套管必须有被拔

出的趋势，也就是必须使轴和轴套是紧固起来。

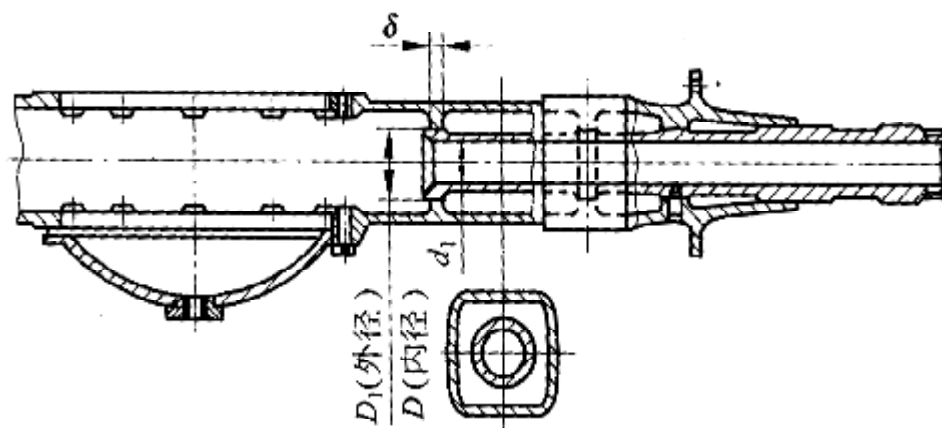


图 5-1 铸造整体式驱动桥结构

铸造整体式桥壳具有很多优点，其中最重要的就是：可制成复杂的和理想的形状，可以得到理想的强度和刚度，应力分布情况使其工作更为可靠，但对桥壳的要求就比较高了，本设计做的迷你客车就很适宜采用这种结构。特别是，重型车驱动桥壳，这沉重的负荷，在这个用球的轨道整体式桥壳。

除了铸造整体式桥壳的优点，它也有也有一些缺点，主要的缺点是质量差和加工表面粗糙，制造过程复杂，需要相当规模的铸造设备，铸造质量不易控制，也容易浪费，所以只能用在纯电动迷你巴士上面，也就是说纯电动车选用整体式桥壳。

5.2 桥壳的受力分析与强度计算

5.2.1 汽车以最大牵引力行驶时的桥壳强度计算

想要计算稍微简单一些，我们就没有虑侧向力，只从车辆直线行驶的情况以及车辆安全因素方面考虑去了。如下图 5-4 表示的就是汽车受力简图，不过这个图是车辆受最大牵引力时的受力状态。

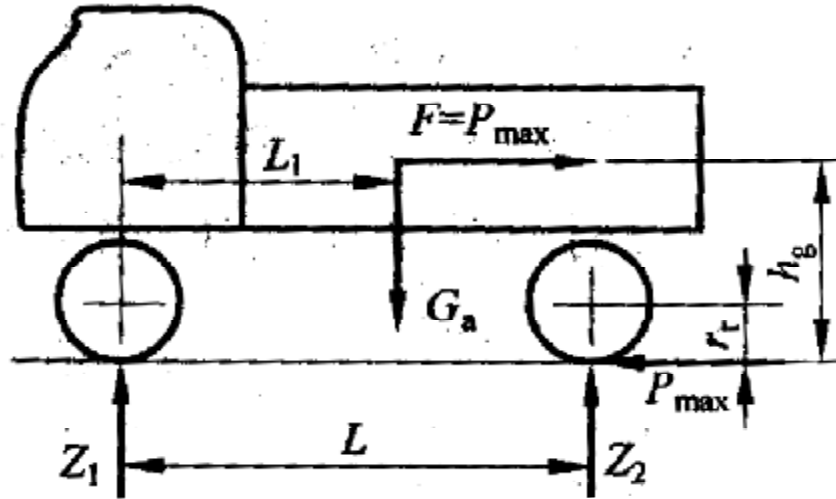


图 5-4 车辆受力简图（最大牵引力时）

作驱动车轮左右轮受到的转矩造成的最大切向反作用力可以按照以下的计算公式进行计算，具体公式如下：

$$P_{\max} = \frac{T_{e\max} \cdot i \cdot i_{gl} \cdot h_T}{r_r} \quad \text{N} \quad (5-4)$$

根据上式可计算得 $P_{\max} = \frac{800 \times 12.86 \times 5.9554 \times 0.9}{0.5055} = 11124.97 \text{N}$

在进行设计最初的时候，我们使用的好多参数都是未定的，在当时都是无法选定的，其中比如说质量转移系数 m_2 值，议案情况下客车的后驱动桥的质量系数取值很灵活，可以在 1.1~1.3 之间任意选择，不过本设计去了一个最合适的数值，也就是取值为 1.22。

接着我们计算了驱动桥壳的垂向弯矩 M_v ，其中转向弯矩是根据下列式子进行计算的，详情可以参考下列式子：

$$M_v = \left(\frac{G_2}{2} m_2 - g_w \right) \frac{B-s}{2} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (5-5)$$

式中：参数 G_2 ， g_w ， B ， s 具体选择，以及取值可以参考相关表格和相关经验。

根据上式 $M_v = 20998.75 \text{ N} \cdot \text{m}$

由于驱动轮的最大切向反应力的作用下，驱动桥壳是受在水平方向上的力矩，此外，我们都知道普通锥齿轮差速器驱动桥左右驱动轮的驱动力矩是相等的。所以，我们不难得出以下的关系式：

$$M_h = \frac{P_{\max}}{2} \cdot \frac{B-s}{2} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (5-6)$$

$$\text{所以根据上式 } M_h = \frac{111126.71}{2} \times \frac{1.85-1.02}{2} = 22889.88 \text{ N} \cdot \text{m}$$

桥壳的受力形式也是多样化的，对于初学者我们不必那么详细的进行计算，只需要参照经验公式，所以该转矩的计算公式可以参照下列公式进行计算：

$$T = \frac{T_{e \max} \cdot i \cdot h}{2} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (5-7)$$

式中： $T_{e \max}$ ——电机输出的峰值转矩，本设计取值为 $800 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；

i ——最低档传动系传动比；

h ——传动系统的传动效率，本设计取值为 0.9 。

$$\text{根据上式可计算得 } T = \frac{800 \times 12.86 \times 5.9554 \times 0.9}{2} = 27556.32 \text{ N} \cdot \text{m}$$

不难得到钢板弹簧座附近处是最危险的，最容易发生失效的地方，且危险截面处的弯曲应力 s_w 以及扭转应力 t 可以分别按照下列公式进行计算：

$$s_w = \frac{M_v}{W_v} + \frac{M_h}{W_h} \quad \text{MPa} \quad (5-8)$$

$$t = \frac{T}{W_t} \quad \text{MPa} \quad (5-9)$$

式中： M_v, M_h ——分别为桥壳所受到的垂向方向上的弯矩和水平方向上的弯矩，可以参照式（5-5），和式（5-6）；

W_v, W_h, W_t ——它们分别代表垂向弯曲截面系数，水平弯曲截面系数和扭转截面系数。

$$\text{根据上式可以计算得 } s_w = \frac{21008.35 \times 10^3}{317523.81} + \frac{23058.79 \times 10^3}{300871.79} = 66.16 + 76.64 = 142.8$$

MPa

$$t = \frac{27442.48 \times 10^3}{528000} = 51.97 \text{ MPa}$$

在桥壳的选用时我们已经知道了许用弯曲应力 $[s]$ 的取值为 $300 \sim 500 \text{ MPa}$ ，

许用扭转应力 $[t]$ 的取值为 $150 \sim 400 \text{ MPa}$ ，

所以，经计算我们不难得到我们所设计的桥壳很好的满足了各种许用的强度以及安装要求。

5.2.2 汽车紧急制动时的桥壳强度计算

下列图是车辆在不受到侧向力的情况下紧急制动时的受力分析图。

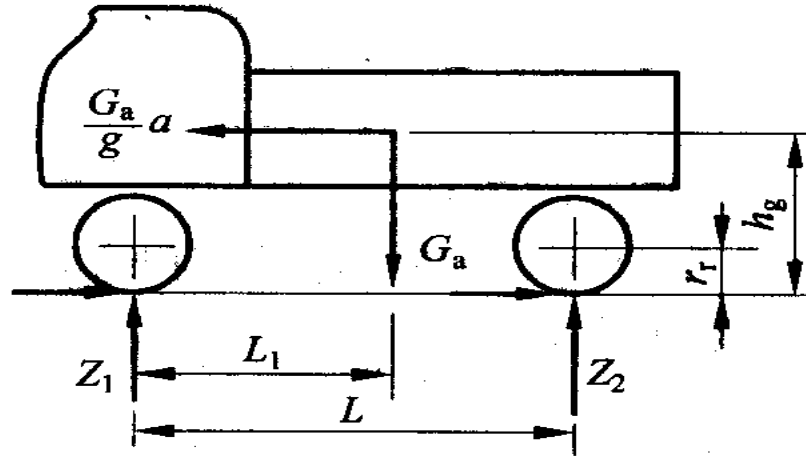


图 5-5 紧急制动时车辆的受力简图

其实我们大家都是知道的，在设计最初的时候我们选用的好多参数都是未知的，与前面考虑的一样质量转移系数 m'_2 也是未知没有经过计算直接选用的，对于一般的车辆后驱动桥 m'_2 取值在 0.75~0.95 范围之内。

图 5-6 就是车辆急刹车时的驱动桥壳的受力分析图，而两钢板弹簧座之间紧急制动轴受到的垂直弯矩和水平弯矩可以分别按照下列的计算公式进行计算，其具体计算如下：

$$M_v = \left(\frac{G_2}{2} m' - g_w \right) \frac{B-s}{2} \quad (5-10)$$

$$M_h = \frac{G_2}{2} m' j \frac{B-s}{2} \quad (5-11)$$

式中：各个参数 G_2 ， g_w ， B ， s 可以参照相关资料和书籍；

m' ——在制动时车辆的质量转移系数，一般我们在设计驱动桥时选取 $m' = m'_2 = 0.85$ ；

j ——动力轮胎与路面的附着系数，一般设计时选择 0.75~0.80，而本设计选的是 0.8；

根据上式可以计算得 $M_v = 20996.45 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$M_h = \frac{79577.0976}{2} \times 0.85 \times 0.8 \times \frac{1.85 - 1.02}{2} = 11227.67$$

$\text{N} \cdot \text{m}$

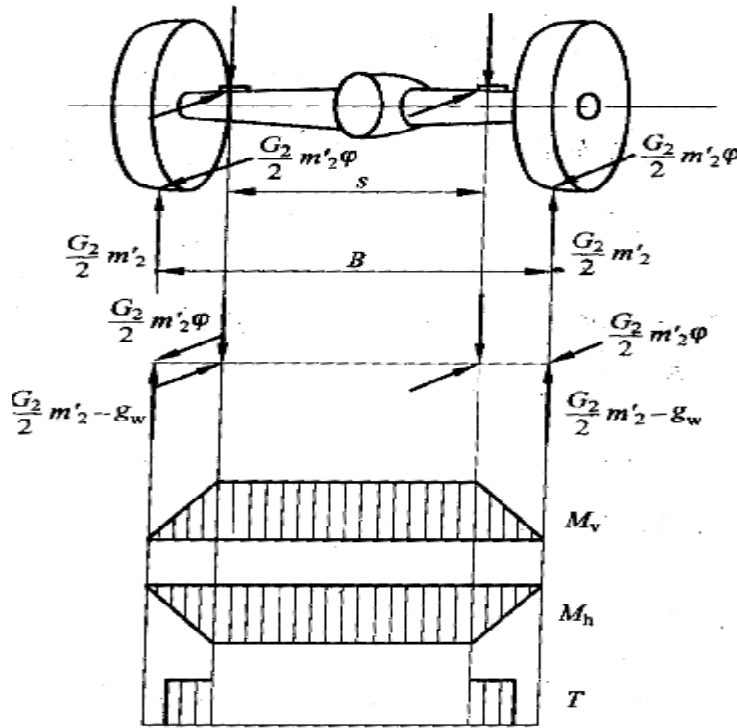


图 5-6 紧急制动时车辆的后驱动桥的受力分析简图

桥壳除了受到上述我们已经计算过的力以及力矩外，其实桥壳还受到很多其他的力矩，比如说弹簧座的外侧部分还受到转矩 T 的作用，关于后驱动桥我们有如下运算关系式：

$$T = \frac{G_2}{2} m'_2 j r_r \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (5-12)$$

根据上式 $T = \frac{79577.0976}{2} \times 0.85 \times 0.8 \times 0.5055 = 13645.77 \text{ N} \cdot \text{m}$

因此，我们可以根据上述计算式，代入相应的数据计算出在钢板弹簧座附近，也就是所谓的危险截面处的弯曲应力和扭转应力，它们计算结果分别表示如下：

$$s_w = \frac{21008.35 \times 10^3}{317523.81} + \frac{11228.35 \times 10^3}{300871.79} = 102.88 \text{ MPa}$$

$$t = \frac{13676.92}{528000} \times 10^3 = 30.98 \text{ MPa}$$

在前面我们已经了解到桥壳的许用弯曲应[s]在 300~500 MPa 之间，同样许用扭转应力[t]在 150~400 MPa 之间，因此我们不难分辨出我们的计算结果是否满足要求，答案是肯定的，我们所设计的桥壳满足各种强度以及安装要求。

结 论

一个多月的毕业设计时间很快就过去了，我对驱动桥的认识从最开始的一知半解或者说是满头雾水到现在的一定的认识与了解，我不敢说我对驱动桥很熟悉了，但是至少我单独设计了一个驱动桥，这是我值得骄傲的同时也是我大学阶段的一次很大的锻炼。这不仅仅是一次毕业前的设计，更是对我大学学习生涯的检测以及肯定。通过这次设计，我对驱动桥是有了更深的认识，更重要的是我把所学的所有学科的知识综合的运用起来了，使我对大学四年所学的基础知识及专业知识有了系统的回顾和进一步的理解，并在运用它们的期间发现了自己的问题和不足，认识到理论与实践的巨大差别。我相信这次磨练一定会对我日后的工作和学习有很大的指导意义。

本次设计了纯电动迷你巴士后驱动桥的结构形式及工作原理，主要计算和设计了一下主减速器、差速器、半轴、桥壳的结构尺寸，并且进行了必要的强度校核，此外，还绘制了相关的装配图和零件图。

我个人认为这次设计的难点在于主减速器的结构形式选择上，由于经验不足和错误认识，以及对于汽车整体参数和具体的各个参数对汽车的动力性和燃油经济性的影响认识不足，在主减速器的结构形式确定上走了弯路，不过最最令人头疼还是在齿轮、轴承的计算和校核。同时在设计结构尺寸时，有些设计参数是按照以往经验和参照相关车型得到的，这样难免会带来一定的误差。

这次的驱动桥设计个人认为很是成功，基本满足了所有的相关规定与要求，具有很好的动力性和经济性，驱动桥总成及零部件的设计我尽可能做到了使零、部件通用化和产品的系列化及车辆的所有的基本要求，并且使车辆修理、保养很是方便，此外所有的加工以及制造都很简单。

不过，虽然我的这次设计基本都完成了老师布置的任务要求，但是由于时间较短以及我个人的知识水平比较差，在这次设计中肯定会出现一些疏漏和错误，敬请各位老师提出批评并给予指正！

参考文献

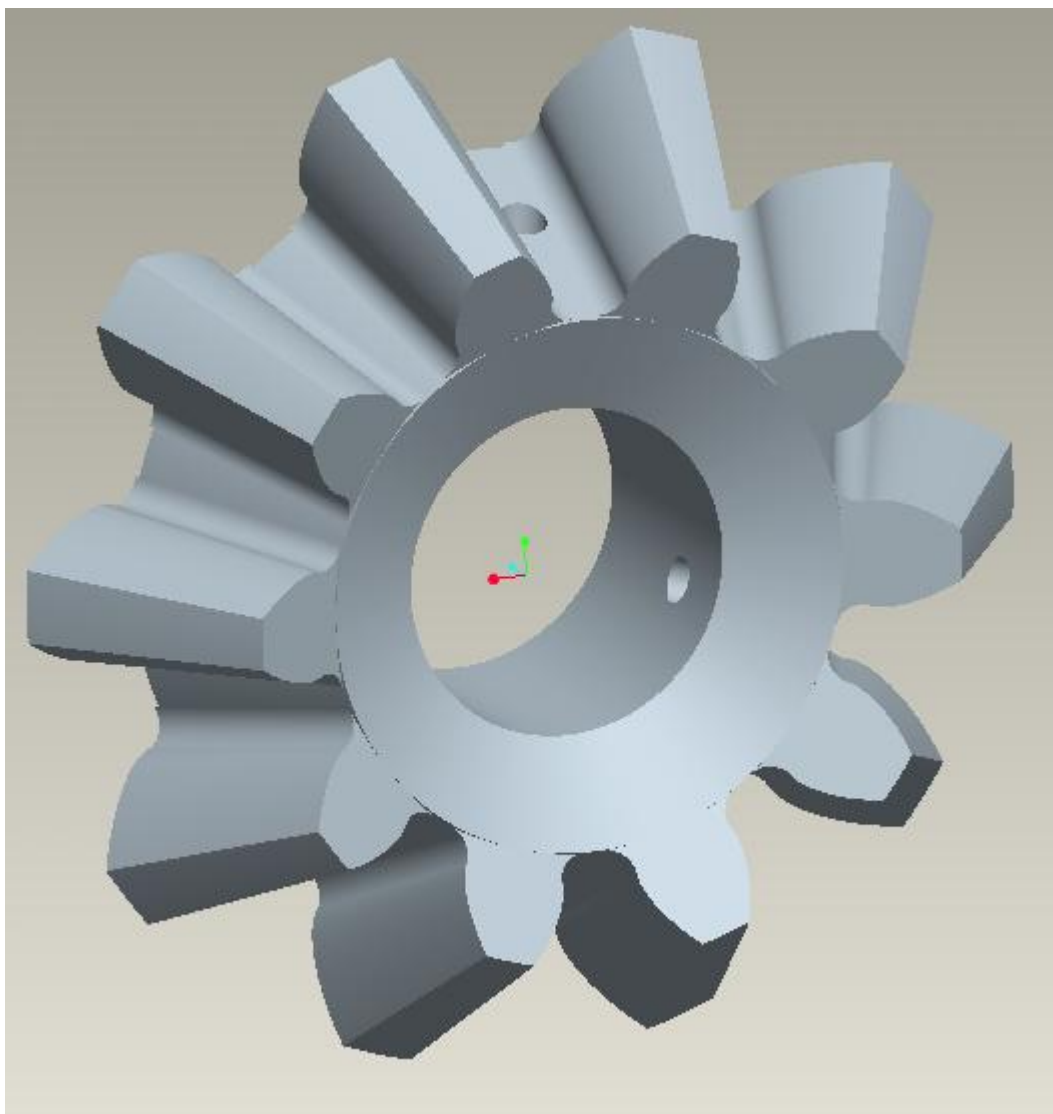
- [1] 陈家瑞. 汽车构造(下册). 北京: 机械工业出版社, 2005
- [2] 吴宗泽. 机械零件设计手册. 北京: 机械工业出版社, 2004
- [3] 王望予. 汽车设计(第四版), 北京: 机械工业出版社, 2004
- [4] 刘惟信. 汽车车桥设计. 北京: 清华大学出版社, 2004
- [5] 张文春. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 2010
- [6] 杨巍, 何晓玲. 机械原理. 北京: 机械工业出版社, 2010
- [7] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计(第八版). 北京: 高等教育出版社, 2006
- [8] 何永熹, 武充沛. 几何精度规范学(第二版). 北京: 北京理工大学出版社, 2006
- [9] 戴少度. 理论力学. 北京: 国防工业出版社, 2002
- [10] 戴少度. 材料力学. 北京: 国防工业出版社, 2002
- [11] 王昆, 何小柏, 汪信远. 机械设计、机械设计基础课程设计. 北京: 高等教育出版社, 2005
- [12] 彭文生, 李志明, 黄华梁. 机械设计. 北京: 高等教育出版社, 2002
- [13] 吴宗泽. 机械设计实用手册. 北京: 化学工业出版社, 2001
- [14] 张义民, 闻邦春, 林逸. 汽车半轴的可靠性设计. 汽车技术, 2004
- [15] 刘克俊. 差速器锥齿轮啮合侧隙的调整设计. 汽车技术, 2003
- [16] 刘惟信. 圆锥齿轮与双曲面齿轮传动. 北京: 人民交通出版社, 1985

致 谢

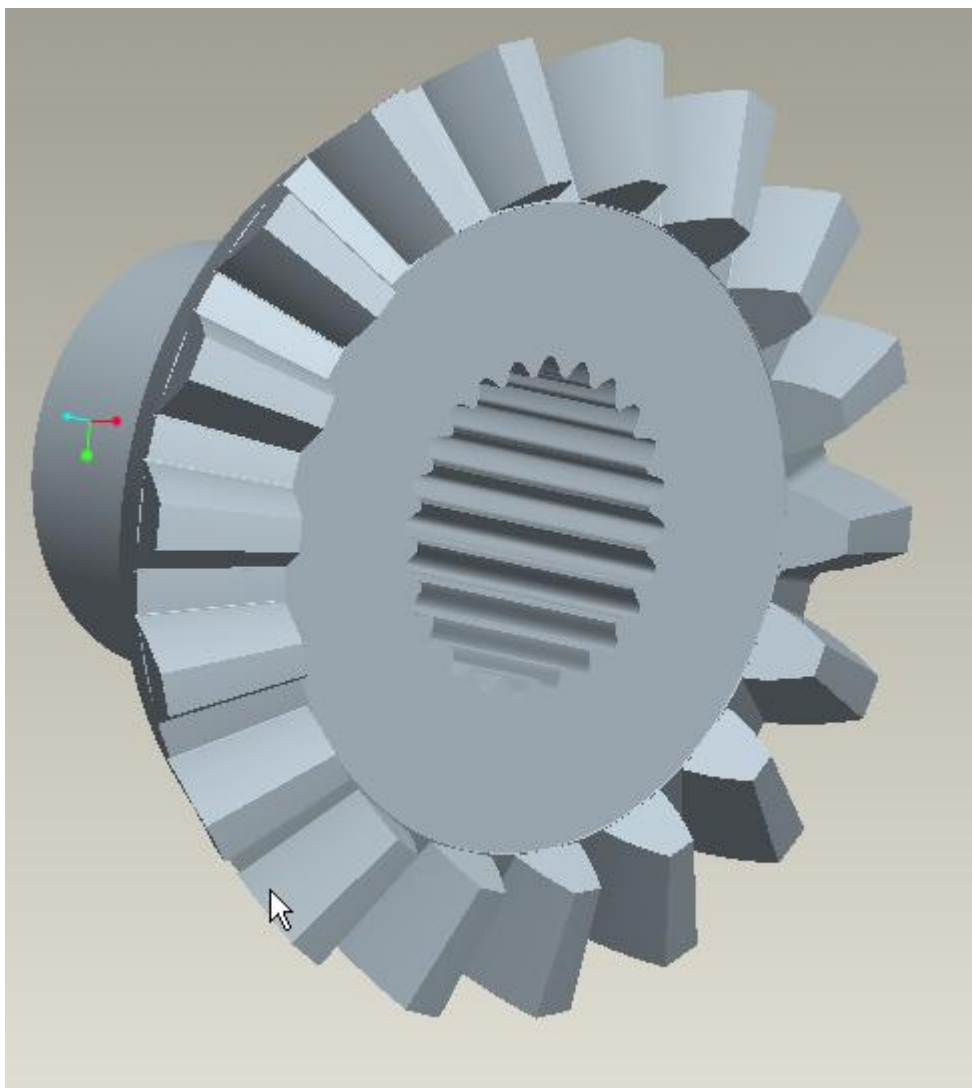
在此非常感谢在本次设计过程中吴静波老师给与的大力支持和指导，同时也感谢在这次设计中给过我帮助的所有的老师与同学，没有他们无私的奉献，我是不可能今天有如此好的成绩。我相信这次设计一定是让我受益匪浅，并且是终生难忘的。

附录

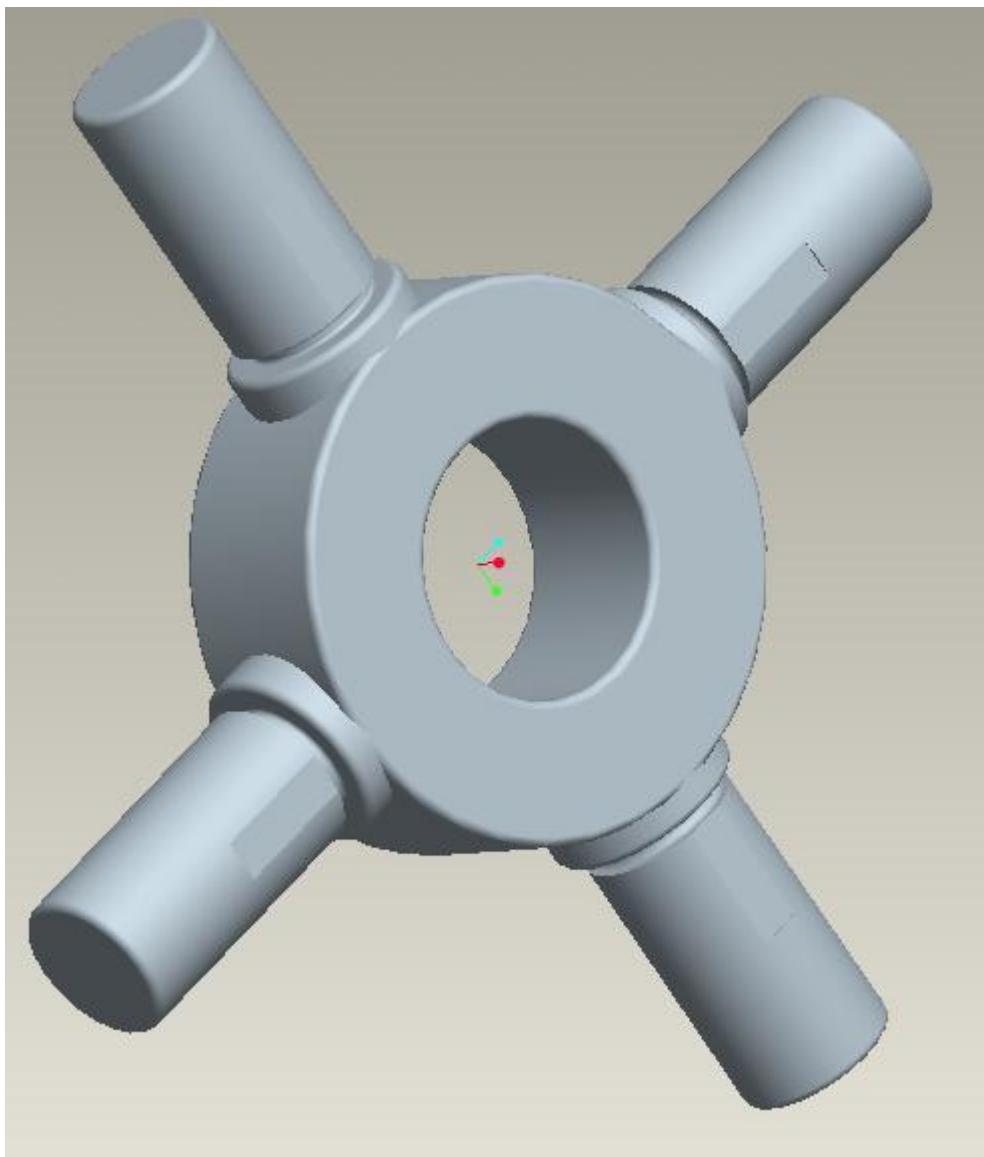
Pro/E 软件绘制的差速器的三维实体如下：



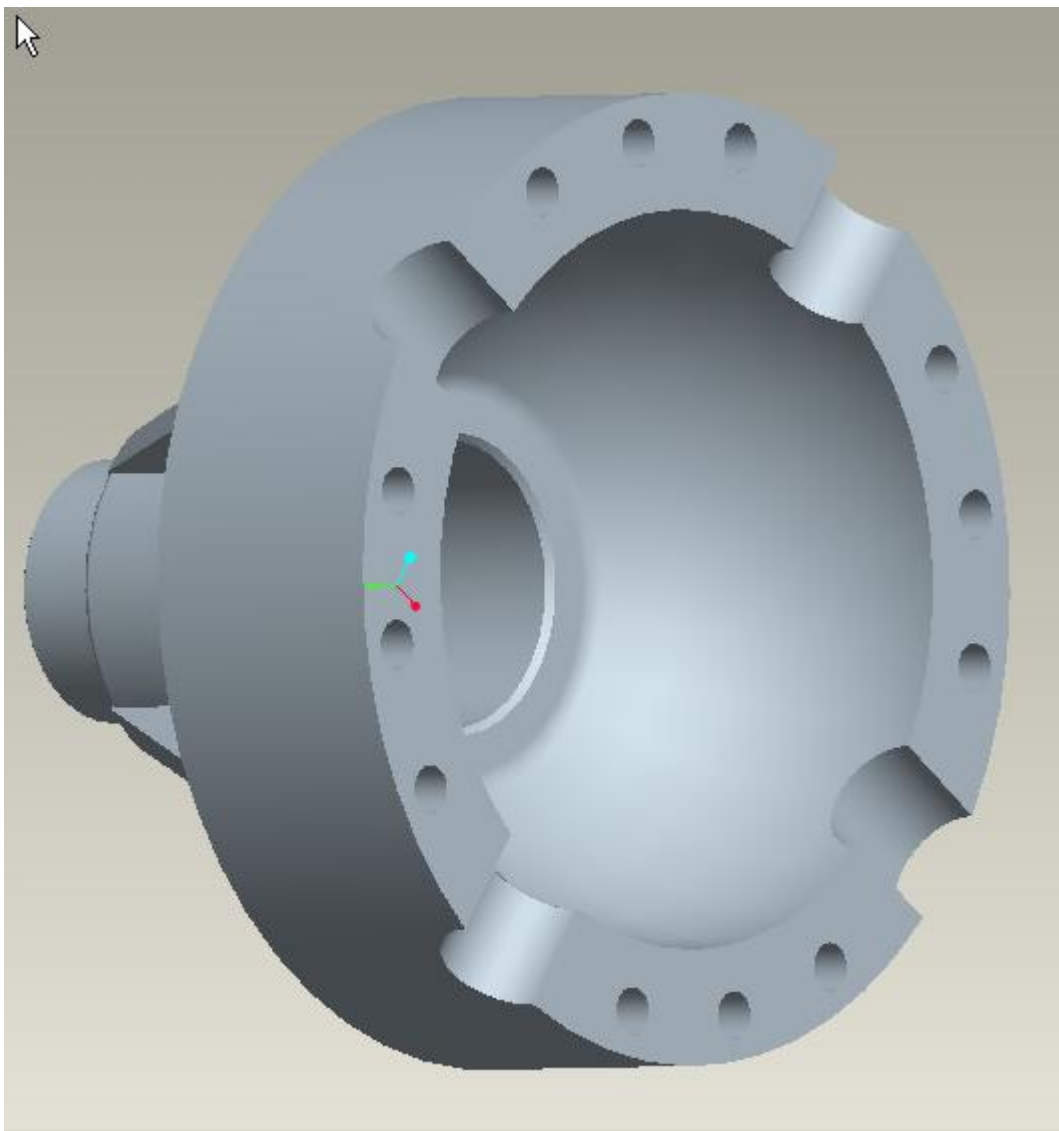
附录图-1 差速器行星齿轮



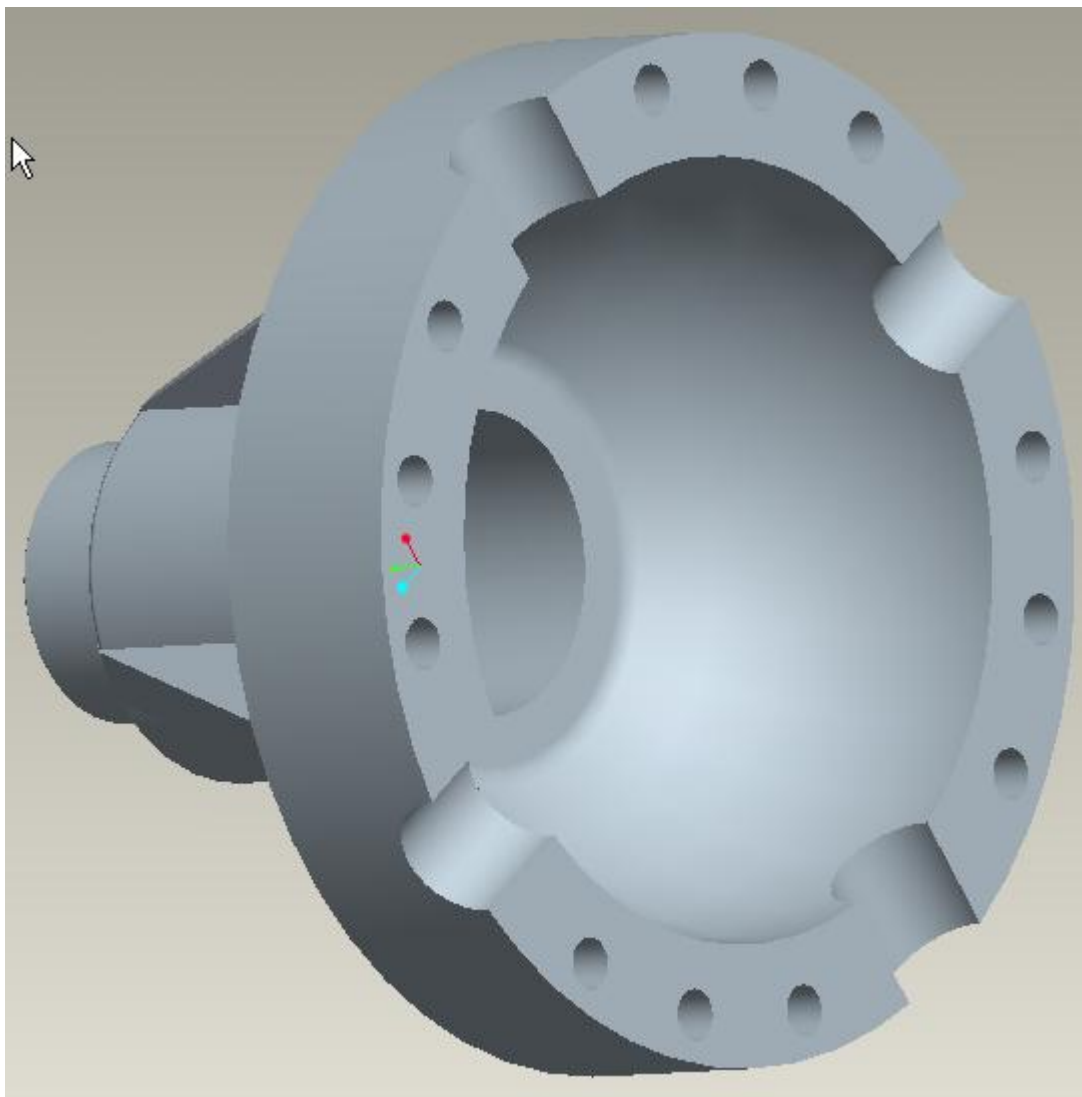
附录图-2 差速器半轴齿轮



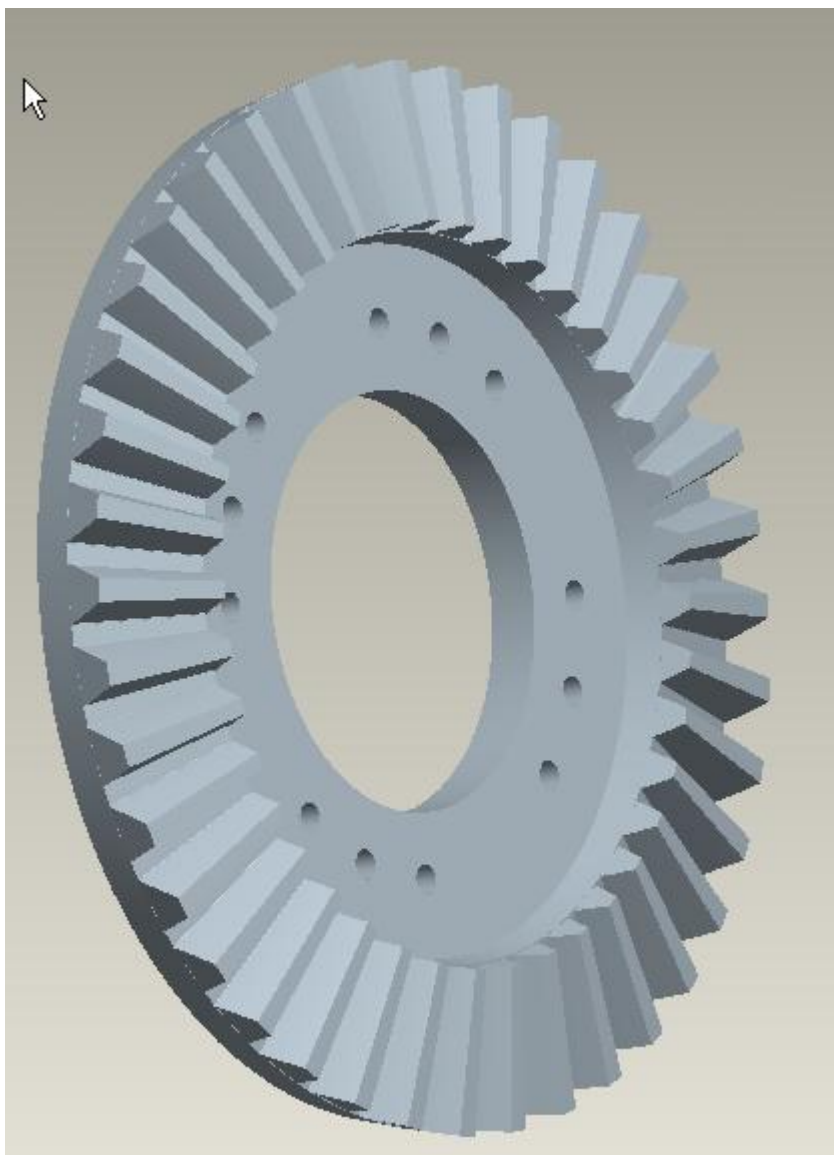
附录图-3 差速器行星齿轮轴



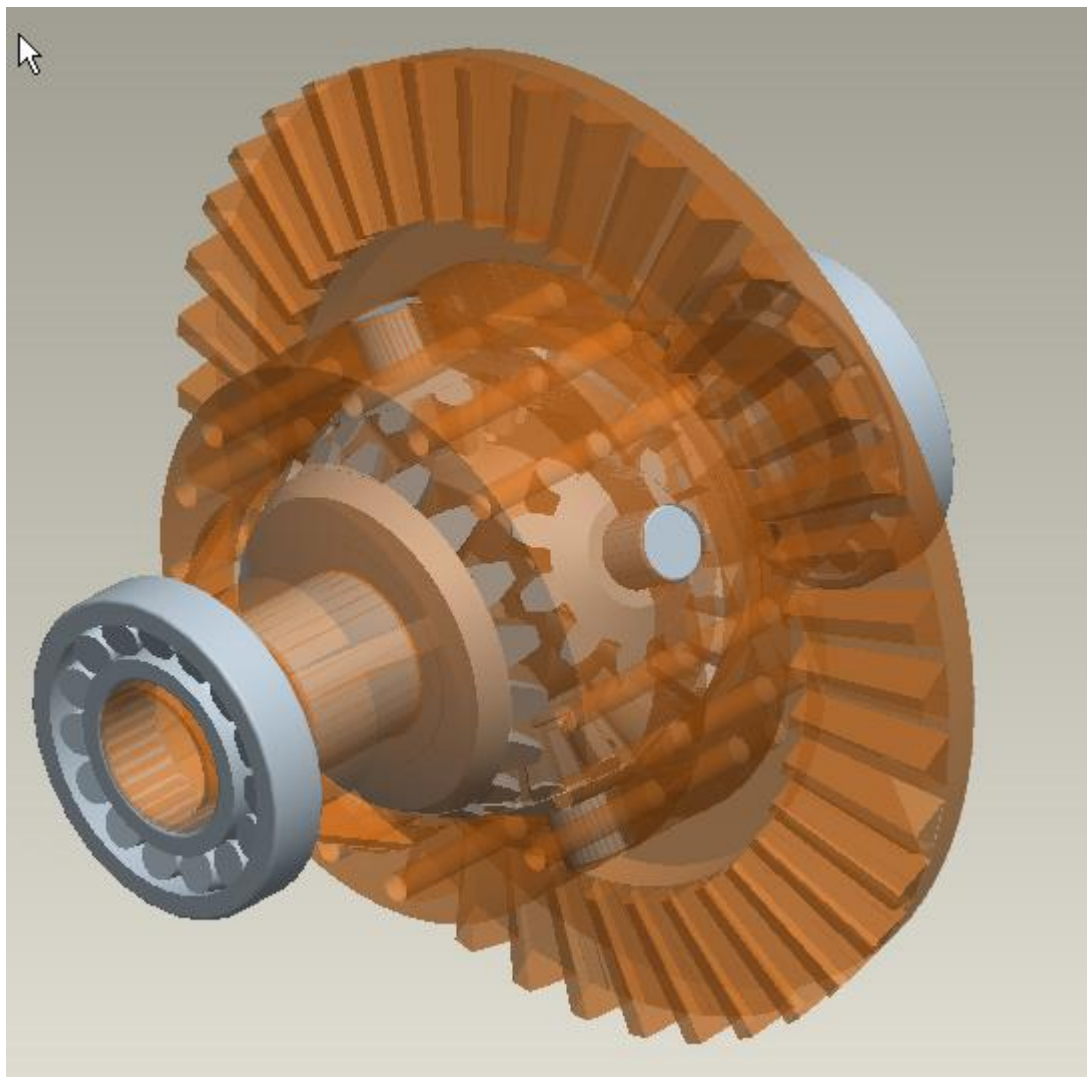
附录图-4 差速器左壳



附录图-5 差速器右壳



附录图-6 从动锥齿轮



附录图-7 差速器装配图