

# 越野汽车分动器设计

## 摘要

越野汽车需要经常在坏路或者无路的情况下行驶，在这样行驶条件不好的路面上行驶，就需要增加汽车的动力性能，而增加越野汽车的动力就得增加驱动数目，因此，越野汽车都采用多轴驱动方式。

本文主要叙述了越野汽车分动器的设计过程，其内容主要有结构方案的选择（两轴式分动器）；根据北京吉普的主要参数，计算出中心距，从而设计了齿轮、输入轴、输出轴、花键的尺寸并对这些零件进行了校核。本设计采用链传动，在后桥输出轴上设计了接合套，从而实现了在城市道路上是后驱，而通过越野路段时，后桥的接合套与空套齿轮接合，通过链传动带动前桥，与接合前桥，实现四驱。

**关键词：** 齿轮 越野汽车分动器 设计 轴

# Design of Off - road Vehicle Actuator

## Abstract

Off-road vehicles need often run in bad road or road conditions, driving in such bad condition of the road, you need to increase the dynamic performance of the car, and increase the power of off-road vehicle must increase the number of drive, therefore, off-road vehicle use multi axis drive.

This paper mainly describes the off-road vehicle sub actuator design process, the main contents are the choice of program structure (two axis actuator); according to the main parameters of Beijing jeep, calculate the center distance, so as to design the gear and the input shaft and the output shaft and the spline size and these parts are checked. This design uses the chain drive, the rear axle output shaft design of the joint sleeve, so as to realize the city on the road after flooding, and the cross-country road, after the bridge joint sleeve and the idler gear engaged by chain drive axle, and the joint implementation of the front axle, four-wheel drive.

**Keywords:** Gear; Actuator sub-terrain vehicle; Design; Axis

# 目录

1.绪论 .....	1
1.1 毕业设计基本参数 .....	1
1.2 分动器的设计要求 .....	1
1.3 本课题研究的主要内容 .....	2
2.分动器结构方案的选择 .....	3
2.1 传动方案 .....	3
2.2 齿轮的安排 .....	4
2.3 分动器换档的形式 .....	4
2.4 分动器主要参数的选择 .....	4
2.4.1 传动比的确定 .....	4
2.4.2 确定分动器传动比 .....	5
2.4.3 中心距 A .....	7
2.5 本章小结 .....	7
3.分动器齿轮参数的确定 .....	8
3.1 齿轮的参数 .....	8
3.1.1 模数 $m$ .....	8
3.1.2 压力角 $\alpha$ 及螺旋角 $\beta$ .....	8
3.1.3 齿宽 $b$ .....	9
3.1.4 各档齿轮齿数的分配 .....	9

3.2 齿轮强度计算 .....	11
3.3 本章小结 .....	13
<b>4.分动器轴及轴承的设计 .....</b>	<b>14</b>
4.1 轴的设计及校核 .....	14
4.1.1 轴的设计准则 .....	14
4.1.2 轴的结构设计 .....	14
4.1.3 轴的校核 .....	15
4.2 轴承的选择及校核 .....	19
4.2.1 分动器轴承的选择 .....	19
4.2.2 轴承的校核 .....	19
4.2.3 轴承的润滑和密封 .....	21
4.3 轴的其他参数 .....	21
4.3.1 壳体的设计 .....	21
4.3.2 花键的形式和尺寸 .....	21
4.4 本章小结 .....	22
<b>5.总结 .....</b>	<b>23</b>
<b>参考文献 .....</b>	<b>24</b>
<b>致谢 .....</b>	<b>25</b>

# 1.绪论

分动器实质上就是齿轮传动系统，它的输入轴和变速器相连接（直接或者通过万向传动装置），而它拥有若干个输出轴，这些输出轴分别通过万向传动装置与各个驱动桥相连接。其原理是分动器在低速档工作的时候，拥有较大的输出转矩。在越野行驶时，越野汽车挂入低速挡，由于输出转矩比较大，这个时候前桥必须参与工作，其目的就是为了分担后桥载荷的压力，防止其超载。通常在分动器中的常啮齿轮选用的是斜齿轮，至于轴承类型的选用，选用了圆锥滚子和滚针轴承。

一般齿轮式和带轴间差速器式是分动器从结构类型和功能上进行分成的两类。首先介绍下一般齿轮式分动器，这类分动器的类型分为两轴和三轴两种，其结构中通常都有两根输出轴分别用来驱动前后桥，当与前桥接合时，此时接合套为刚性连接。在以前，这类分动器，曾一度广泛应用于四驱汽车上，但是由于前轮、后轮的相对于在地面上的速度不能确保相等，在零部件的运行过程之中无法避免地要产生功率循环这一不好的现象，作用在轮胎上的载荷也就会因此有大幅度的增加，这就无意减少了轮胎的寿命，但是影响不仅仅如此，汽车的燃油经济性不但得不到提高反而降低了。这个时候就需要安装一个装置来分离前桥，在遇到越野道路路面时，能够接合前桥。

带轴间式差速器的分动器，就是内有一个轴间差速器（行星齿轮式的），对于这个差速器的安装位置，就在分动器的前后输出轴之间，这种设计就可以使得前后输出轴能够以各自的转速运转，转矩也会按一定的比例输送到驱动桥上，这样子前桥就一直处于一种驱动的状态并且整车车轮的运动也会更加的协调，完完全全克服了一般齿轮式的缺点。也就不需要像一般齿轮式一样安装分离前桥的装置了。

随着时代的发展，分动器的结构和形式也在不断地发展改变，逐渐现代化、精确化。随着使用新技术，分动器的动力分配更加智能化，传动效率也会进一步的提高。

## 1.1 毕业设计基本参数

本次设计的研究对象是北京吉普越野汽车分动器，所以也在网上查找和参考了一些北京吉普越野汽车的基本数据。而对于分动器的一些基本量的数据如中心距、齿轮模数和轴径等等，都借鉴了变速器的设计过程。

## 1.2 分动器的设计要求

对于分动器的设计要求首先想到的是便于制造，易于安装和拆卸，在这前提之下，就要考虑经济性能和内部结构安排的合理性，当然也不能为了经济性完全放弃了越野汽车的整体动力性能，如果想要更上一层楼，那就应该考虑工作时噪声的问题和传动效率。

## 1.3 本课题研究的主要内容

- (1) 通过对分动器结构方案分析，确定分动器的传动方案。
- (2) 确定分动器齿轮的一些基本参数压力角、螺旋角、齿宽、中心距。
- (3) 参照分动器的一些基本数据，完成分动器轴及轴承的设计。

## 2.分动器结构方案的选择

### 2.1 传动方案

分动器的设计与变速器的设计相类似，它好似一个副变速器。为了提高越野汽车在越野路面行驶的能力，现在的四驱越野汽车一般都是设有两个档位，分别是高档和低档。在城市道路上行驶时是后驱，然而在越野路面时就与前桥接合实现四驱，获得更大的动力。本次设计也采用高档和低档，并设计为两轴式分动器，如图 2-1 和图 2-2 所示。

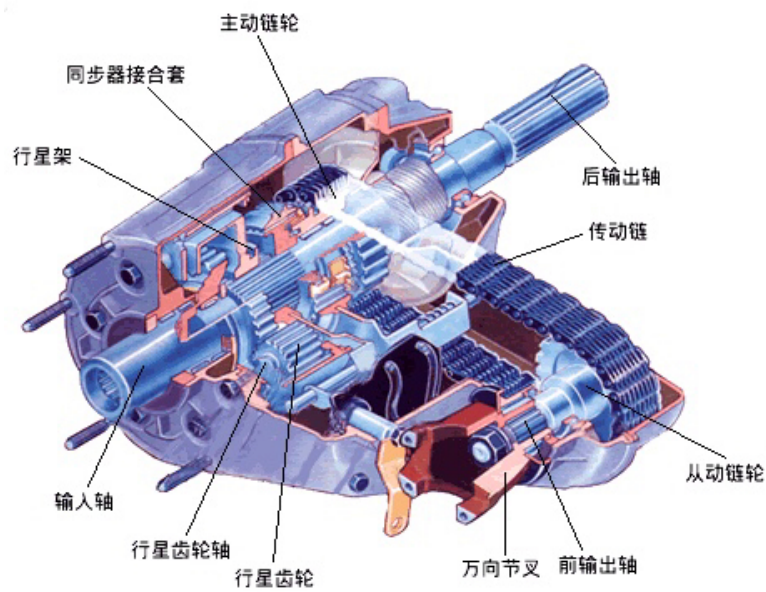


图 2-1 汽车行星机构分动器

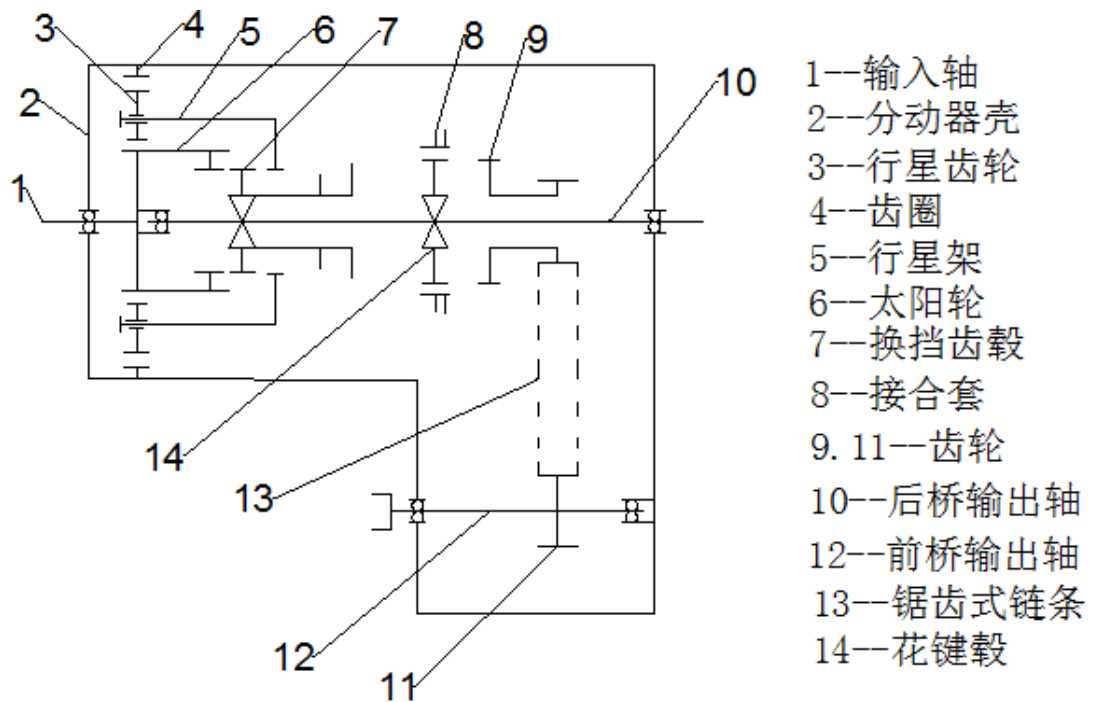


图 2-2 两轴式分动器结构简图

## 2.2 齿轮的安排

根据车辆的总体布置情况，这就对分动器的结构有了一定的要求，不仅如此，对于输出轴输入轴的位置安排也要合理，对于齿轮上承受的载荷大小，也应该是齿轮在分动器中选位置时参照的依据。对于那些承受载荷较大的齿轮，为了将轴的变形程度降到最低，故把它们安装在离轴承较近的地方。

齿轮无疑分为两种类型，一种是直齿，另一种当然就是斜齿，相对于直齿圆柱齿轮，斜齿轮就有很多的优势，其不仅工作噪声较小，使用寿命长，还有就是齿与齿之间的啮合程度高，工作是也比直齿轮平稳。其缺点就是在齿轮工作的时候，在垂直轴的方向产生力，这样会使轴的寿命缩短。分动器中的齿轮一般都选用斜齿圆柱齿轮。

## 2.3 分动器换档的形式

### (1) 直接操纵手动换挡分动器

直接操纵手动换挡分动器从字面上就不难看出，这类分动器能够通过驾驶员的手上的力量和安装在分动器上的变速杆来完成换挡这个动作。但是这一类分动器就要求变速器安装在驾驶座椅的附近，这种操纵机构由于其布置便捷、结构简单而被广泛的应



用。

## (2) 远距离操纵手动换档分动器

远距离操纵手动换档分动器从字面上看就能够看出与上述直接操纵手动换档分动器的区别，远距离操纵手动换档分动器由于受到了汽车整体布置的限制，其变速器离驾驶座位比较远的地方，一般是在发动机后置后驱的汽车上才选用。选用这类分动器换挡时就需要增加传动件，这些传动件安装在分动杆和拨叉之间，这就对各连接件之间的间隙有了一定的要求，不能间隙过大，否则就会增加分动杆抖动的可能性。

本设计采用的是直接操纵手动换档分动器，因为这类分动器布置便捷、结构简单，不需要像远距离操纵分动器那样增加零件。

## 2.4 分动器主要参数的选择

### 2.4.1 传动比的确定

确定主减速器传动比

$$\text{滚动阻力系数: } f = f_0(1 + u_a^2/19440)$$

式中:  $f_0$  ——良好沥青或混凝土路面为 0.014:

$u_a$  ——最高车速

$$f = f_0(1 + u_a^2/19440)$$

$$= 0.014(1 + 166^2/19440)$$

$$= 0.034$$

$$\text{车轮半径: } r_r = \frac{225 \times 70\% \times 2 + 16 \times 25.4}{2} = 360.7\text{mm}$$

$$\text{根据: } u_{amax} = 0.377 \frac{n \cdot r_r}{i_{gmax} \cdot i_0}$$

式中:  $u_{amax}$  ——最高车速 166km/h;

$n$  —— 发动机最大功率下的转速 5500r/min;

$i_{g\max}$  —— 变速器最高档传动比 1.0;

$i_0$  —— 变速器主减速比。

$$\begin{aligned} i_0 &= 0.377 \frac{n \cdot r_r}{i_{g\max} \cdot u_{amax}} \\ &= 0.377 \frac{5500 \times 0.3607}{1.0 \times 166} \\ &= 4.51 \end{aligned}$$

#### 2.4.2 确定分动器传动比

汽车在行驶过程中难免会受到空气阻力的影响，但是，在车速不高的情况下，汽车受到的空气阻力可以忽略，在这前提下，汽车的最大驱动力就只用来克服地面与轮胎间的摩擦阻力，还有加上坡道阻力。

所以由： $\frac{T_{emax} i_1 i_0 \eta^T}{r_r} \geq mg(\cos\theta_{max} + \sin\theta_{max}) = mg\phi_{max}$ ，这一公式，则可得变速器一档的传动比为：

$$i \geq \frac{mg\phi_{max} r_r}{T_{emax} i_0 \eta^T}$$

式中： $m$  —— 汽车整备质量，1662kg;

$g$  —— 重力加速度， $9.8 N/kg$ ;

$r_r$  —— 车轮半径，360.7mm;

$T_{e\max}$  —— 传递最大转矩，180N·m;

$i_0$  —— 主减速比，4.51;

$\eta^T$  —— 传动效率，选 $\eta^T$ 为0.98。

$\psi_{\max}$  ——最大道路阻力系数，为一般混凝土或沥青路面滚动阻力系数为 $f$ 和最大爬坡度为 $i = 25\%$ ，所以 $\varphi_{\max}$ 为 0.412；

$$i_1 \geq \frac{mg\psi_{\max}r_r}{T_{e_{\max}}i_0\eta_T}$$

$$i_1 \geq \frac{1662 \times 9.8 \times 0.412 \times 0.3607}{180 \times 4.51 \times 0.98} = 2.43$$

根据车轮与路面的附着条件  $\frac{T_{e_{\max}}i_1i_0\eta_T}{r_r} \leq G_2\varphi$ ，求得一档传动比为：

$$i_1 \leq \frac{G_2\varphi r_r}{T_{e_{\max}}i_1i_0\eta_T}$$

式中： $G_2$  ——满载时，且静止于地面，驱动桥给地面的载荷；

$\varphi$  ——附着系数，取 $\varphi$ 为 0.5；

$r_r$  ——车轮半径，360.7mm；

$T_{e_{\max}}$  ——传递最大转矩，180N·m；

$i_0$  ——主减速比，4.51；

$\eta_T$  ——传动效率，选 $\eta_T$ 为 0.98。

$$i_1 \leq \frac{G_2\varphi r_r}{T_{e_{\max}}i_0\eta_T}$$

$$i_1 \leq \frac{2010 \times 9.8 \times 0.3607 \times 0.5}{180 \times 4.51 \times 0.98} = 4.46$$

由上述可得， $2.43 \leq i_1 \leq 4.46$

本设计中，取 $i_1 = 3.0$ 。

根据一档传动比可求得低档传动比，即：

$$i_1 = 0.377 \frac{n_{\min} \cdot r_r}{v_{a\min} \cdot i_0 \cdot i_{\text{低}}}$$

式中:  $i_{\text{低}}$ ——分动器低档传动比;

$n_{\min}$ ——发动机最低稳定转速, 900 r/min;

$r_r$ ——车轮半径, 360.7mm;

$i_0$ ——主减速比, 4.51;

$v_{a\min}$ ——稳定时最低车速, 4 km/h。

$$\begin{aligned} i_{\text{低}} &= 0.377 \frac{n_{\min} \cdot r_r}{v_{a\min} \cdot i_0 \cdot i_1} \\ &= \frac{0.377 \times 900 \times 0.3607}{4 \times 4.51 \times 3} \\ &= 2.26 \end{aligned}$$

按等比级数:  $i_{\text{高}} = \sqrt{i_{\text{低}}} = \sqrt{2.26} = 1.5$

### 2.4.3 中心距 A

初选中心距时, 可根据下述经验公式计算:

$$K_A \sqrt[3]{T_{e\max} i_{\text{低}} \eta_g}$$

式中:  $K_A$ ——中心距系数,  $K_A=8.9\sim 9.3$ , 本设计中取  $K_A=9$ ;

$T_{e\max}$ ——传递最大转矩, 180 N·m;

$i_{\text{低}}$ ——分动器低档传动比, 2.26;

$\eta_g$ ——变速器传动效率, 取 98%。

可确定中心距：

$$A = \sqrt[3]{180 \times 2.26 \times 0.98 \times 9}$$
$$= 119.68 \text{ mm}$$

故本设计中初选  $A=120\text{mm}$

## 2.5 本章小结

本章依据北京吉普越野车的基本参数，从而初步确定齿轮的形式(斜圆柱齿轮)并通过分动器的结构确定传动的形式(两轴式)。通过分析北京吉普底盘参数，确定分动器的中心距和高档低档的传动比，这些基本参数的确定，为下面设计计算提供良好的基础。

## 3.分动器齿轮参数的确定

齿轮参数的选择对于分动器的齿轮设计是最主要的一个方面。依照力学上的原理，承受载荷较大的低档齿轮应安装在轴承较近处，其目的就是为了减少轴的变形程度。

### 3.1 齿轮的参数

#### 3.1.1 模数 $m$

齿轮模数虽然看上去无关紧要，但是其实它在齿轮上扮演着重要的角色，有很多方面都会影响着它的选取，例如齿轮的抗弯曲强度、材料的质量、工作的噪声、工艺设计的要求等。对于不同的车型其取值范围也是不尽相同的，比如总质量在 1.6~13.5t 区间的货车为 2.5~3mm；总质量大于 13.5t 的货车则为 3~4.5mm。而对于一般家庭用车而言，合理的减少齿轮模数有利于汽车在工作的时候所产生的噪声变小，故取  $m=3\text{mm}$ 。

#### 3.1.2 压力角 $\alpha$ 及螺旋角 $\beta$

传动角会随着压力角的增大而减小，也就意味着压力角越大，其传动效率反而会越低，因此并不是越大越好的，从传动效率方面考虑，应该尽量选取较小一些的压力角，例如有  $14.5^\circ$ 、 $15^\circ$ 、 $16^\circ$  等。然而商用车却悄悄相反，从齿轮承受载荷能力方面考虑，其压力角就应该稍微取大一些。在这方面国家也有相关规定，规定标准的压力角为  $20^\circ$ ，所以  $20^\circ$  成为分动器齿轮普遍采用的压力角。

在螺旋角的选取过程之中，要考虑方方面面，许多因素都影响着齿轮螺旋角的选取。首先齿轮的抗弯曲强度必定是选取螺旋角时要考虑的一个方面，因为齿轮的强度会随着螺旋角的变化而变化，在一定的范围之内，螺旋角增大，齿轮的强度也有所提高，但是所有的事物都有峰值，当螺旋角增加到超过  $25^\circ$  的时候，其接触强度仍在上升，但是其抗弯曲强度却突然间下降。由此可得出，螺旋角并不是越大越好的，从提高低档齿轮的抗弯强度方面考虑，一般以  $12^\circ\sim 20^\circ$  为宜；另一方面，对于齿轮的工作噪声也是考虑范围之内。然而从增加重合度和提高高档齿轮的抗弯曲强度这两方面考虑，所以应当选用较大一些的螺旋角。但是其螺旋角太大了，就会使轴承载荷及轴向力过大，增加轴承的压力。

螺旋角  $\beta$  一般范围为  $8^\circ\sim 20^\circ$ 。螺旋角适当的增大会使齿轮工作起来更加的平稳、噪

声也会相应的减少、齿轮间的啮合更加的紧凑，当然齿轮的抗弯曲强度也会因此有所提高。初选螺旋角  $\beta=20^\circ$ 。

### 3.1.3 齿宽 $b$

选取每一个零部件时，都要谨慎，因为影响他们的因素有多种多样的。同样，在齿宽的选取过程中，不仅要考虑齿轮间工作时的稳定性，还要把齿轮的抗弯曲强度考虑在内。众所周知，齿宽越宽的齿轮其承载能力肯定是越好，但是事物都有两面性，当齿轮受载后，由于挠度变形等原因，沿齿宽的方向会产生受力不均匀的现象，这个并不是设计者所想要的，所以一般情况是根据齿轮模数来确定齿宽  $b$ ， $b = K_C m$ ，其中  $K_C$  为齿宽系数。斜齿轮取  $K_C = 6.0 \sim 8.5$ 。故选分动器齿轮齿宽  $b = 7.5 \times 3 = 22.5 \text{mm}$ 。

### 3.1.4 各档齿轮齿数的分配

各档齿轮齿数可以根据已确定的传动方案、档数和传动比来进行分配。但是应注意的是分配齿数时，为了考虑齿面磨损的均匀，各档齿轮的齿数比应该尽量不是整数。

#### (1) 确定低档齿轮的齿数

$$\text{齿数和 } Z_h = \frac{2 \times A \times \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \times 120 \times \cos 20}{3} = 42$$

$$\text{取 } Z_1 = 13 \quad Z_2 = 29$$

#### (2) 对中心距进行修正

由于选取齿数和时是圆整的，这必然使得此时的中心距与最初得出的数据有所偏差，所以这一步需要根据已选定的齿数和  $Z_h$  重新计算中心距  $A$ 。

校核中心距

$$\begin{aligned} A_0 &= \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} \\ &= \frac{3 \times 42}{2 \times \cos 20} \\ &= 120.8 \text{mm} \end{aligned}$$

取中心距  $A_0 = 121 \text{mm}$

$$\begin{aligned} \text{修正螺旋角} \quad \cos \beta &= \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2A} \\ &= 0.94 \end{aligned}$$

故  $\beta = \arccos 0.94$ , 修正后得  $\beta = 19.95$

(3) 对低档齿轮进行变位:

齿轮变位在齿轮设计中起着至关重要的作用, 其不仅可以在中心距不足的情况下凑配中心距, 而且还能避免齿轮产生根切的现象, 既然齿轮变位这么重要, 那么影响它的因素肯定是方方面面的, 比如齿轮的抗弯曲强度, 耐磨损性能, 还有齿轮工作时的稳定性、噪声及抗胶合的能力等等, 因此, 在选取变位类型时也是需要慎重考虑的。

变位齿轮的类型主要有两类, 其一是角度变位 (齿轮副的变位系数之和不等于零), 其二是高度变位 (齿轮副的变位系数之和等于零)。高度变位与角度变位的条件是正好相反的, 它们的特点也是截然不同。首先介绍的是高度变位, 高度变位虽然具有增加小齿轮齿根抗弯曲的强度, 可以使得小齿轮接近大齿轮强度的优点, 但是它有优点的同时也必然存在缺点, 其缺点就是不能同时增加一对齿轮的抗弯曲强度, 也很难降低其工作时的噪声。而角度变位就不同了, 它不但具备了高度变位的优点, 而且还把高度变位的缺点很好得克服了。

进行齿轮变位的目的是为了能够确保拥有相同的中心距。那么如何采用正确的变位方式呢, 当然这也是有一定的依据的, 高度变位一般都是对于那些齿数和较多的齿轮机构, 相反, 对于那些齿数和较少的齿轮机构当然就采用角度变位了。但是往往是角度变位采取的比较, 不仅仅是因为角度变位克服了高度变位的缺点, 值得一提的是, 角度变位还能够获得良好的传动性能和啮合性能。对于斜齿轮传动而言, 选取合适的螺旋角同样也可以达到相同中心距的要求。

$$\text{端面啮合角} \quad \cos \alpha_t' = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_t$$

$$\text{其中端面压力角} \quad \alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 21.18^\circ, \quad \text{得} \quad \alpha_t' = 19.12^\circ,$$

$$\text{故总变位系数} \quad \sum X = \frac{z_1 + z_2 \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_t}{\alpha_t}$$



$$= \frac{42 \times (\text{inv}19.12^\circ - \text{inv}21.18^\circ)}{2 \times \tan 21.18^\circ}$$

$$=-0.29$$

故  $x_{t1} = 0.1$  ,  $x_{t2} = -0.29 - 0.01 = -0.39$

$$\text{端面中心距变动系数 } y_t = \frac{A - A_0}{m_t}$$

其中端面模数  $m_t = \frac{m}{\cos \beta} = 3.193$  , 得  $y_t = -0.3298$

端面齿顶高变动系数  $\Delta y = X_1 + X_2 - y_t = -0.29 + 0.3298 = 0.04$

低档齿轮参数如表 3.1。

表 3.1 低档齿轮基本参数

序号	计算项目	计算公式	
1	当量齿数	$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = 16.57$	$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = 35.12$
2	分度圆直径	$d_1 = m_t Z_1 = 39\text{mm}$	$d_2 = m_t Z_2 = 87\text{mm}$
3	齿顶高	$h_{a1} = h_{an}^* m_n = 3\text{mm}$	$h_{a1} = h_{an}^* m_n = 3\text{mm}$
4	齿根高	$h_{f1} = (h_{an}^* + C_n^*) m_n = 3.75\text{mm}$	$h_{f2} = (h_{an}^* + C_n^*) m_n = 3.75\text{mm}$
5	全齿高	$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 6.75\text{mm}$	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 6.75\text{mm}$
6	齿顶圆直径	$d_{a1} = (Z_1 + 2h_{at}^* + 2X_{t1} - 2\Delta y)m_t =$	$d_{a2}$
7	齿根圆直径	$d_{f1} = (Z_1 - 2h_{at}^* - 2C_t^* + 2X_{t1})m_t =$	$d_{f2}$

注 1: 端面齿顶高系数  $h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta = 0.8679$

注 2: 径向间隙系数  $C_t^* = C_n^* \cos \beta = 0.2135$

#### (4) 确定高档的齿数

由于 $i_{\text{高}}=1.5$ ,  $z_h=42$  故取  $z_3=17$ ,  $z_4=25$

高档齿轮参数如表 3.2

表 3.2 高档齿轮基本参数

序号	计算项目	计算公式	
1	当量齿数	$Z_{n3} = \frac{Z_3}{\cos^3\beta} = 21.84$	$Z_{n4} = \frac{Z_4}{\cos^3\beta} = 31.31$
2	分度圆直径	$d_3 = m_t Z_3 = 51\text{mm}$	$d_4 = m_t Z_4 = 75\text{mm}$
3	齿顶高	$h_{a3} = h_{an}^* m_n = 3\text{mm}$	$h_{a4} = h_{an}^* m_n = 3\text{mm}$
4	齿根高	$h_{f3} = (h_{an}^* + C_n^*) m_n = 3.75\text{mm}$	$h_{f4} = (h_{an}^* + C_n^*) m_n = 3.75\text{mm}$
5	全齿高	$h_3 = h_{a3} + h_{f3} = 6.75\text{mm}$	$h_4 = h_{a4} + h_{f4} = 6.75\text{mm}$
6	齿顶圆直径	$d_{a3} = d_3 + 2h_{a3} = 57\text{mm}$	$d_{a4} = d_4 + 2h_{a4} = 87\text{mm}$
7	齿根圆直径	$d_{f3} = d_3 - 2h_{f3} = 43.5\text{mm}$	$d_{f4} = d_4 - 2h_{f4} = 73.5\text{mm}$

### 3.2 齿轮强度计算

由于在齿轮啮合的过程之中，产生了弯曲应力和有应力的集中，这就使得如果当齿轮承受载荷足够大时，其产生的弯曲应力超过了所选材料的许用应力的范围时，轮齿此时就会断裂，这也就是分动器齿轮损坏的主要原因。

分动器在工作的过程中，必然会有很多因素损坏着分动器，比如说齿轮的断裂和点蚀当然，只要是工作过程中就会不可避免的产生磨损，而磨损也是损坏分动器最常见的因素。对于齿轮轮齿的折断，最主要的原因是因为齿轮受到了很大的冲击力，这个力已经超过了轮齿的承受范围，从而导致了齿轮轮齿的折断；一个零部件一旦工作时间长了，就会产生疲劳裂纹，对于齿根而言也是一样的，由于经常要承受载荷对它的作用力，久而久之，在齿根就会出现疲劳裂纹，而这些裂纹随着时间的推移，不断的加深加粗，最终导致了轮齿的断裂。对于低档小齿轮而言，低档小齿轮的齿数较少，但是要承受的载荷又很大，齿根就会很脆弱，从而就会很容易的出现疲劳断裂。

(1) 轮齿弯曲强度计算

斜齿轮弯曲应力  $\sigma_\omega$

$$\sigma_\omega = \frac{2T_g \cos \beta K_\sigma}{\pi Z m_n^3 y K_c K_\varepsilon}$$

式中：  $T_g$ ——计算载荷 (N·mm)；

$\beta$ ——斜齿轮螺旋角(°)；

$K_\sigma$ ——应力集中系数，可近似取  $K_\sigma=1.50$ ；

$Z$ ——齿数；

$m_n$ ——法向模数 (mm)；

$y$ ——齿形系数，可见图 3.1；

$K_c$ ——齿宽系数；

$K_z$ ——重合度影响系数， $K_z=2.0$ 。

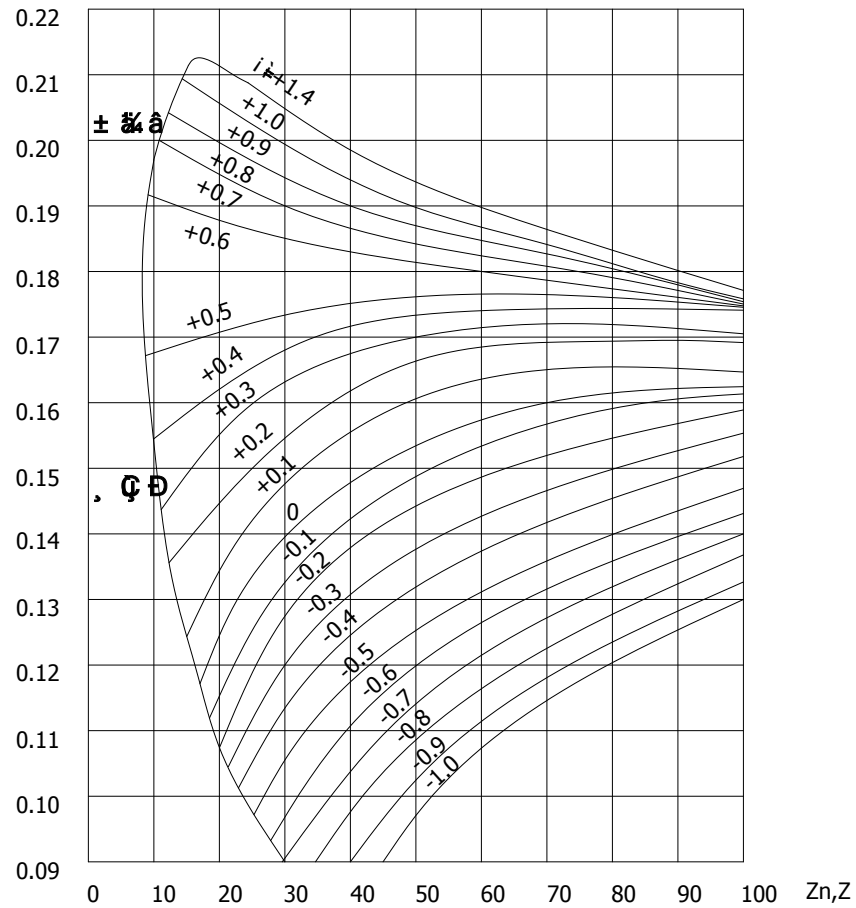


图 3.1 齿形系数

由图可知：

低档齿轮 1,  $y=0.119 \sigma_{\omega}=328.18\text{MPa}$

低档齿轮 2,  $y=0.109 \sigma_{\omega}=147.24\text{MPa}$

高档齿轮 3,  $y=0.120 \sigma_{\omega}=230\text{MPa}$

高档齿轮 4,  $y=0.137 \sigma_{\omega}=150.87\text{MPa}$

对于高档齿轮而言，许用应力应该在 300~400Mpa 范围之内，所有的斜齿轮均满足这一个要求，故  $\sigma_{\omega} < [\sigma_{\omega}]$ ，所以弯曲强度足够。

## (2) 轮齿接触应力计算

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \left( \frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)}$$

式中： $\sigma_j$ ——轮齿的接触应力（Mpa）；

$$F \text{——齿面上的法向力（N）， } F = \frac{F_1}{\cos \alpha \cos \beta} ;$$

$$F_1 \text{——圆周力（N）， } F_1 = \frac{2T_g}{d} ;$$

$T_g$ ——计算载荷（N·mm）；

$d$ ——节圆直径（mm）；

$\alpha$ ——节点处压力角（°）；

$\beta$ ——齿轮螺旋角（°）；

$E$ ——弹性模量，取  $E=2 \times 10^5 \text{Mpa}$ ；

$b$ ——齿轮接触的实际宽度（mm）；

$\rho_z$ 、 $\rho_b$ ——主动齿轮、从动齿轮的圆周半径（mm），

斜齿轮  $\rho_z = \frac{r_z \sin \alpha}{\cos^2 \beta}$ ,  $\rho_b = \frac{r_b \sin \alpha}{\cos^2 \beta}$ ；其中  $r_b$ 、 $r_z$  为主、从动齿轮的节圆半径。

将上述有关参数代入式中得

$$\text{低档的接触应力 } \sigma_j = 1207.75 \text{Mpa}$$

$$\text{高档的接触应力 } \sigma_j = 1004.12 \text{Mpa} ;$$

许用接触应力  $[\sigma_j]$ ，低档的接触应力为  $[\sigma_j]=1700 \sim 2000 \text{Mpa}$ ，高档的接触应力为  $[\sigma_j]=1100 \sim 1600 \text{Mpa}$ 。故所有齿轮均满足  $\sigma_j < [\sigma_j]$  这个条件，接触强度满足。

### 3.3 本章小结

本章主要进行了齿轮参数的选择和强度的校核。在设计的过程之中，确定了齿轮的模数（模数为3）、压力角（ $20^\circ$ ）、螺旋角（ $20^\circ$ ）、齿宽为22.5mm，为了使齿轮能够正确的啮合，采用了齿轮变位，是齿轮设计中的重点。

## 4.分动器轴及轴承的设计

### 4.1 轴的设计及校核

#### 4.1.1 轴的设计准则

轴的设计原则应满足如下：

- (1) 根据轴的工作条件、经济适用性和生产规格等方面来考虑，选用适合的毛坯、材料以及后续的热处理办法。
- (2) 根据轴上零件的位置、轴的受力情况、轴的加工方法等因素，合理的确定轴的结构形状和尺寸。

#### 4.1.2 轴的结构设计

选轴的材料时初选经过调质处理过后的 45 号钢，所谓的调质就是在淬火之后，在  $350-650^{\circ}\text{C}$  进行高温回火，这样子做的目的就是为了使钢能够获得足够的强度。

轴加工时的便捷；对于轴上的零件应该易拆装；零件的工作位置要准确；零件要牢固而可靠，这些都是设计轴的结构时要考虑且要保证的方面。

- (1) 输入轴结构设计如图 4-1

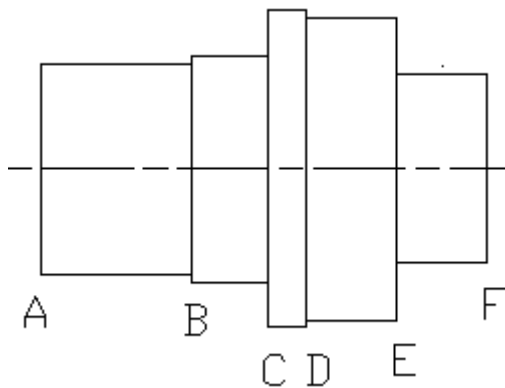


图 4-1 输入轴

BC 段选用的是 30206 圆锥滚子轴承，与箱体相连，查《机械设计课程设计》表 15-3，取  $\phi_{BC} = 30\text{mm}$ ， $l_{AB} = 10\text{mm}$ ；

AB 段则是与变速器的输出轴连接，根据结构取  $\phi_{AB} = 28mm$ ,  $l_{AB} = 20mm$ ;

DE 段是与行星齿轮的太阳轮相连，取  $\phi_{DE} = 40mm$ ,  $l_{DE} = 12mm$ ;

EF 段安装的是滚针轴承，这一段与后桥输入轴相连，查阅资料选取  $\phi_{EF} = 25mm$ ,  $l_{AB} = 12mm$ ;

而其中 CD 段则是太阳轮与箱体之间的空隙，根据结构选取  $\phi_{CD} = 42mm$ ,  $l_{CD} = 5mm$

(2) 后桥输出轴结构设计如图 4-2 所示

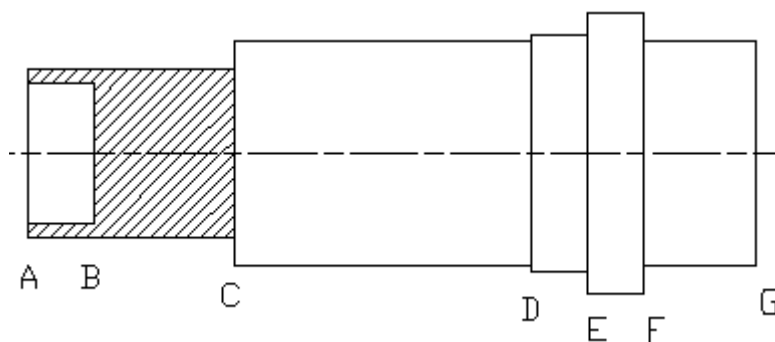


图 4.2 后桥输出轴

AB 段是与输入轴相连接的，安装的是滚针轴承，所以  $\phi_{AB} = 25mm$ ,  $l_{AB} = 12mm$ ;

AC 段安装的是换挡接合套，行星架也在上面，故取  $\phi_{AC} = 30mm$ ,  $l_{AC} = 47mm$ ;

CD 段安装的是一个空套齿轮和一个接合套，取  $\phi_{CD} = 40mm$ ,  $l_{AB} = 43mm$ ;

EF 段安装的是 30210 圆锥滚子轴承，查《机械设计课程设计》表 15-3，取  $\phi_{EF} = 50mm$ ,  $l_{AB} = 10mm$ ;

FG 则连接的是后桥，根据结构选取  $\phi_{FG} = 40mm$ ,  $l_{FG} = 20mm$

(3) 前桥输出轴结构设计如图 4-3 所示

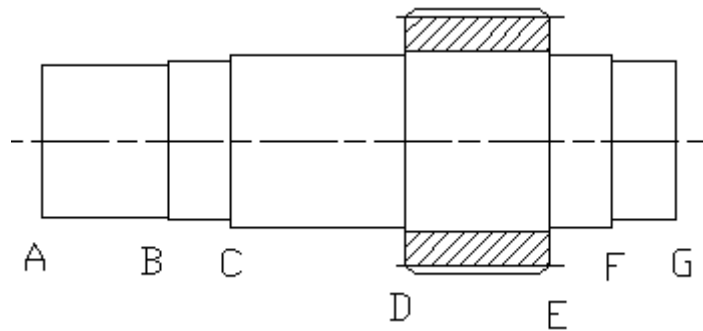


图 4-3 前桥输出轴

BC、FG 段为圆锥滚子轴承，取孔径为 25mm 的 30205 型圆锥滚子轴承， $\phi_{BC} = \phi_{FG} = 25\text{mm}$ ， $l_{BC} = l_{FG} = 10\text{mm}$ 。

AB 段根据结构选取  $\phi_{AB} = 24\text{mm}$ ， $l_{AB} = 20\text{mm}$ 。

DE 段为低档齿轮，分度圆直径为  $\phi_{DE} = 39\text{mm}$ ， $l_{DE} = 22.5\text{mm}$ 。

EF、CD 段根据结构选取  $\phi_{EF} = 27\text{mm}$ ， $l_{EF} = 10\text{mm}$ ， $\phi_{CD} = 27\text{mm}$ ， $l_{AB} = 27.5\text{mm}$

#### 4.1.3 轴的校核

分动器在工作的时候，分动器轴承上的转矩和弯矩的产生由于齿轮的圆周力、径向力作用的原因，这要求分动器的轴应有足够的刚度和弯曲强度。轴的刚度对于轴而言那是非常重要的，轴的刚度不仅会对齿轮的正常啮合产生影响，还会对齿轮的抗弯曲强度，耐磨性，甚至是工作是的噪声都会产生影响，可见其重要性。

对于轴而言，其刚度和强度是最重要的两个参数，所以很有必要对轴的刚度和强度进行验算，因为在不同的档位时，轴所承受的载荷是不一样的，当然了，齿轮的轴向力、圆周力和径向力也就截然不同了，在轴上的作用点也就会发生变化。

(1) 计算各档齿轮啮合的圆周力  $F_t$ 、径向力  $F_r$  及轴向力  $F_a$

$$\left. \begin{aligned} F_r &= F_t \tan \alpha_t \\ F_a &= F_t \tan \beta_t \end{aligned} \right\}$$

$$F_t = \frac{2T_{emax}}{d}$$

式中：i——齿轮的传动比；



$d$ ——齿轮的节圆直径，mm；

$\alpha$ ——节圆处压力角；

$\beta$ ——螺旋角；

$T_{e\max}$ ——发动机最大转矩。

把  $i_{\text{低}} = 2.26$ ,  $d_1 = 39\text{mm}$ ,  $\beta = 20^\circ$  代入得：

$$F_{t1} = 8.891 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{r1} = 3.512 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{a1} = 3.356 \times 10^3 \text{N}$$

高档  $i_{\text{高}} = 1.5$ ,  $d_1 = 51\text{mm}$ ,  $\beta = 20^\circ$  代入得：

$$F_{t2} = 6.788 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{r2} = 2.766 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{a2} = 2.254 \times 10^3 \text{N}$$

## (2) 输入轴的校核

### 1) 轴的强度计算

轴之所以会在垂直面内产生的弯曲变形和产生的垂向挠度  $f_c$  是由于在齿轮上的径向力  $F_r$  和轴向力  $F_a$  这两个因素所造成的；而轴在水平面内产生弯曲变形并产生水平挠度  $f_s$  是由于圆周力  $F_t$  所导致的，则在弯矩和转矩共同作用下的轴应力  $\sigma$  (Mpa) 为：

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \leq [\sigma]$$

$$M = \sqrt{M_C^2 + M_S^2 + T_j^2}$$

式中： $T_j$ ——计算转矩，N·mm；

$d$ ——轴在断面处的直径，mm；

$M_C$ ——在断面处轴的垂直方向弯矩，N·mm；

$M_s$ ——在断面处轴的水平方向弯矩，N·mm；

$[\sigma]$ ——许用应力400Mpa；

第一轴低档工作时强度校核：

$$F_{t1} = 8.891 \times 10^3 N$$

$$F_{r1} = 3.512 \times 10^3 N$$

$$F_{a1} = 3.356 \times 10^3 N$$

$$l_{AB} = 35mm, l_{BC} = 80mm$$

2) 求 H 面内支反力  $F_{HA}$ 、 $F_{HC}$  和弯矩  $M_C$

输出轴受力如图 4.3 (a) 所示，则

$$F_{HA} + F_{HC} = F_t$$

$$F_{HA}l_{AB} = F_{HC}l_{BC}$$

可得： $F_{HA} = 6605N$ ， $F_{HC} = 2396N$ ， $M_C = 243.873N \cdot m$

3) 求 V 面内支反力  $F_{VA}$ 、 $F_{VC}$  和弯矩  $M_s$

输出轴受力如图 4.3 (b) 所示，则

$$F_{VA} + F_{VC} = F_r$$

$$F_{HA}l_{AB} = F_{HC}l_{BC} + F_a \frac{d_2}{2}$$

由上述两式可得： $F_{VA} = 2127N$ ， $F_{VC} = 1511N$ ， $M_s = 141.132N \cdot m$

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{M_C^2 + M_s^2 + T_j^2} \\ &= \sqrt{243.873^2 + 141.132^2 + 180^2} \\ &= 334.35N \cdot m \end{aligned}$$

所以将  $M=334.35N \cdot m$ 、 $d=22.5mm$  代入得：

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 334.35 \times 10^3}{3.14 \times 22.5^3}$$

$$= 283.65 \text{Mpa} < [\sigma]$$

受力图如图 4.3 所示：

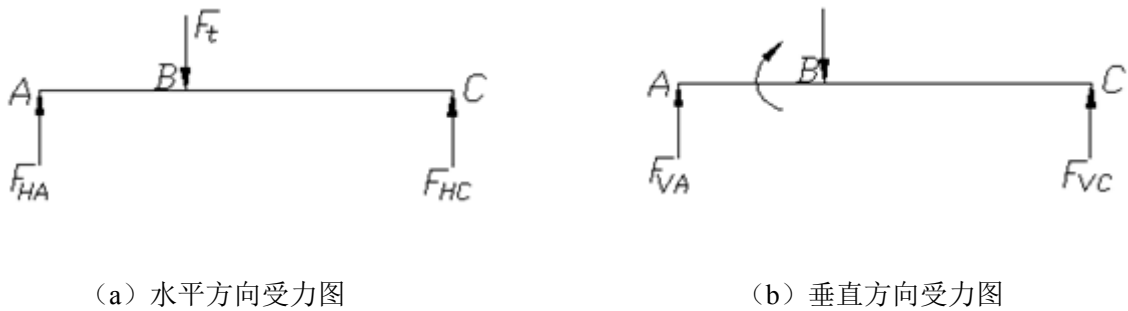


图 4.3 输入轴受力图

弯矩图如图 4.4 所示：

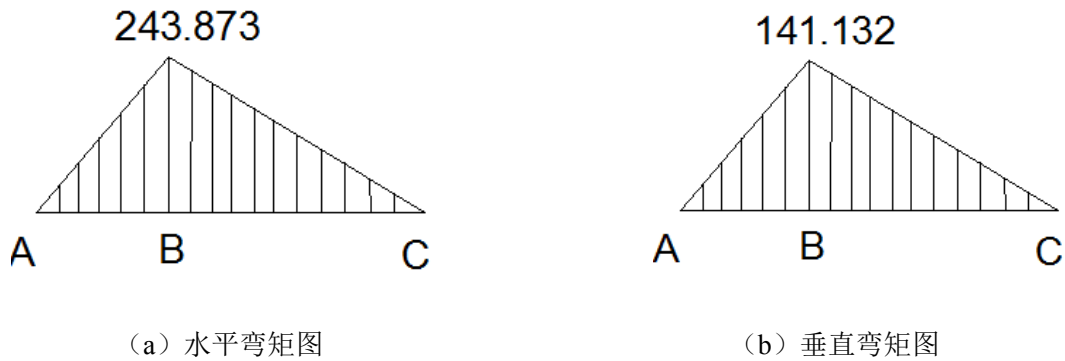


图 4.4 输入轴弯矩图

### (3) 轴的刚度计算

轴在工作过程中会有两个因素对齿轮产生很大的影响，其一就是存在于垂直面中的挠度，其二就是存在于水平面中的转角。垂直面内的挠度对齿轮的影响具体的表现就是会使齿轮的中心距发生变化，齿轮不能准确的啮合；而水平面内的转角具体表现就是会出现齿轮间会倾斜，致使受力不均匀。

若设轴在垂直面内挠度记为 $f_c$ ，转角记为 $\delta$ 和在水平面内挠度记为 $f_s$ ，则可根据下面的公式计算轴的挠度：

$$f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} \leq 0.2\text{mm}$$

轴在垂直面内挠度的允许值为 $[f_c]=0.05\sim 0.09\text{mm}$ ，而在水平面内挠度的允许值为 $[f_s]=0.09\sim 0.15\text{mm}$ 。而齿轮所在平面的转角应不大于 $0.002\text{rad}$ 。

由于上述的轴在垂直面和水平面内挠度的允许值可看出，满足 $f_c < [f_c]$ ， $f_s < [f_s]$ ， $\delta < [\delta]$ ，故满足刚度要求。

#### (4) 输出轴的校核

对于输出轴的校核就如同上面输入轴的校核一样，所以同理可得，H面内的弯矩、V面内的弯矩和输出轴转矩为：

H面内的弯矩：

$$M_C = 2335 \times 90 \times 10^{-3} = 210.15\text{N} \cdot \text{m}$$

V面内的弯矩：

$$M_S = 3151 \times 35 \times 10^{-3} = 110.285\text{N} \cdot \text{m}$$

输出轴转矩 $T_{g2}$ 为：

$$T_{g2} = T_{e\max} \times i_{\text{低}} = 180 \times 2.26 = 270\text{N}$$

将 $M_C$ 、 $M_S$ 和 $T_{g2}$ 代入得，

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{M_C^2 + M_S^2 + T_{g2}^2} \\ &= \sqrt{210.15^2 + 110.285^2 + 270^2} \\ &= 359.48\text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

所以将 $M=359.48\text{N} \cdot \text{m}$ ， $d=35\text{mm}$ 代入得：

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = 85.45\text{Mpa} < [\sigma] \text{，故符合强度要求。}$$

## 4.2 轴承的选择及校核

### 4.2.1 分动器轴承的选择

轴承可以分为滚动和滑动两大类，对于不同的零件就要选用不同的轴承类型。对于滚动轴承而言，其具备的优点有许多，较明显的优点就是摩擦阻力较小，这样经济性有了提高；轴承的选用肯定是要求转动的灵活性，正好，滚动轴承具有转动灵活的特点；另外滚动轴承在润滑时也很便捷，传动效率高和拆装方便等特点，这些与滑动轴承相比较是占据优势的。

选用轴承时要考虑到轴的结构，承受载荷的特点也对轴承的选用进行了限制，并因其不同而不同。本设计输入轴与输出轴之间采用的是滚针轴承，而输入轴、后桥输出轴和前桥输出轴三者与箱体之间采用的是圆锥滚子轴承。

### 4.2.2 轴承的校核

#### 1) 输入轴轴承 30205

查阅互联网可知  $C_r = 33.5KN$ ,  $C_{r0} = 36.0KN$ ;

$$y = 1.5, e = 0.4;$$

圆锥滚子轴承受力如图 4.7

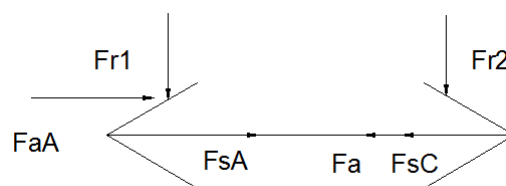


图 4.7 轴承受力图

其中

$$F_{ra} \sqrt{F_{HA}^2 + F_{VA}^2} = 6923N$$

$$F_{rc} \sqrt{F_{HC}^2 + F_{VC}^2} = 2805N$$

内部轴向力

$$F_{sa} = \frac{F_{ra}}{2r} = 2253N$$

$$F_a = 3387N$$

$$F_{sc} = \frac{F_{rc}}{2r} = 888.9N$$

$$F_a + F_{sc} = 3387 + 888.9 = 4275.9N > F_{sa} = 2253N$$

$$F_{ac} = F_{sc} = 888.9N$$

由于  $F_{ra} > F_{rc}$  及  $F_{aA} > F_{ac}$

又因为  $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0.612 > e = 0.4$  所以  $X = 0.5, Y = 1.5$

当量动载荷:  $P = f_p(XF_r + YF_a)$

代入得:  $P_r = 9387.5N;$

轴承寿命用小时表示比较方便:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^\delta$$

式中:  $L_h$ ——基本额定寿命, h;

$f_t$ ——温度系数, 轴承工作温度为  $100^\circ\text{C}$  时,  $f_t=1$ ;

$f_p$ ——载荷系数;

C——基本额定动载荷, N;

P——动载荷, N;

$\varepsilon$ ——寿命指数, 对于滚子轴承  $\varepsilon=2$ ;

n——轴的转速, r/min。

取  $f_t=1, f_p=1.5, n=5500\text{r/min}, \delta = 2$  代入上述式中得:

$$L_h = 6.24 \times 10^4 h$$

平均车速  $V = 4\text{Km/h}$ ,  $V_{a\max} = 166\text{Km/h}$

行驶至大修前的总行驶里程  $S = L_h V_{am} = 9.35 \times 10^6 \text{Km}$

对汽车轴承寿命的要求是  $4 \times 10^5 \text{km}$ , 故该轴承满足使用要求。

## 2) 输出轴轴承 30210

查互联网可知:  $C_r = 53.7\text{KN}$ ,  $C_{or} = 64.8\text{KN}$

$$Y = 1.5, e = 0.4;$$

因为  $e=0.4$ , 故  $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = 0.89 > e$ , 所以  $X_1 = 0.5, Y_1 = 1.5$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = 0.78 > e, \text{ 所以 } X_2 = 0.5, Y_2 = 1.5;$$

由公式得:  $P_1 = 8690\text{N}$ ,  $P_2 = 5398\text{N}$

取  $f_t = 1$ ,  $f_p = 1.4$ ,  $n = \frac{5500}{i_2} = 2.4 \times 10^3 \text{r/min}$ ,  $\varepsilon = 2$  代入得:  $L_h = 2.5 \times 10^4$ ,

$$S = 4.35 \times 10^6 > 4 \times 10^5 \text{km}$$

故该轴承满足使用要求。

### 4.2.3 轴承的润滑和密封

通常情况下润滑方式有脂润滑和油润滑, 对于润滑剂的选择并不是没有规定的, 具体选择可按速度因数  $dn$  值来定。

如果采用润滑脂润滑, 那么其  $dn \leq 2.5 \times 10^5 \text{mm} \cdot \text{r/min}$ , 超过这一范围不宜采用润滑脂润滑, 而应该采用润滑油润滑。对于本次设计的参数, 可知道  $d=25\text{mm}$ ,  $n=5500\text{r/min}$ , 所以计算出  $dn=1.4 \times 10^5 \text{mmr/min}$  应当采用润滑脂润滑为恰当。润滑脂能够在零件摩擦表面存在较长时间, 密封性能良好, 若对于密封程度不良的零件, 润滑脂可以防止外界的尘土以及其他的杂志粘附在摩擦表面, 用润滑脂润滑时, 不需要复杂的密封装置和供油系统, 可以简化机械结构, 供油次数少, 不需要经常的添加油。

在密封轴承的过程中, 所采用的是密封圈, 密封圈的工作温度范围大概在  $-40 \sim 100^\circ\text{C}$

之间。

## 4.3 轴的其他参数

### 4.3.1 壳体的设计

本设计取壳体的壁厚为 10mm，在设计时也考虑到实际中的运用，故壳体侧面的内壁与齿轮之间留有 4~9mm 的间隙，防止齿轮卡死，同时齿轮齿顶到分动器的壳体的底部之间的距离大约为 20mm。

### 4.3.2 花键的形式和尺寸

《根据机械设计（基础）课程设计》表 12-3，取输入轴矩形花键尺寸：

$$N \times d \times D \times B = 6 \times 26 \frac{H7}{h7} \times 30 \frac{H10}{a11} \times 6 \frac{H11}{h10}$$

其中 N 为键数，d 为小径，D 为大径，B 为键宽

后桥输出轴矩形花键：

$$N \times d \times D \times B = 6 \times 26 \frac{H7}{h7} \times 30 \frac{H10}{a11} \times 6 \frac{H11}{h10}$$

前桥输出轴矩形花键：

$$N \times d \times D \times B = 8 \times 52 \frac{H7}{h7} \times 58 \frac{H10}{a11} \times 10 \frac{H11}{h10}$$

## 4.4 本章小结

本章主要进行了轴和轴承的设计与计算，轴的设计与校核与轴承校核这部分是重点。设计出轴的结构，并根据设计出的轴设计出匹配的轴承，经过强度的校核，满足设计及使用要求。



## 5.总结

分动器是决定整车性能的主要部件之一，也是传动系中的重要部件。在本次分动器的设计过程中，内容主要有：结构方案的选择（两轴式分动器）；根据北京吉普的主要参数，计算出中心距，从而设计了齿轮、输入轴、输出轴、花键的尺寸并对这些零件进行了校核。本设计采用链传动，在后桥输出轴上设计了接合套，从而实现了在城市道路上是后驱，而通过越野路段时，后桥的接合套与空套齿轮接合，通过链传动带动前桥，与接合前桥，实现四驱。

时间转瞬即逝，紧张而又繁忙的毕业设计已经告一段落了，在不知不觉之中，我的大学生活即将画上一个句号。在这次的的设计过程中，虽然每一天都是在忙忙碌碌之中度过的，不停的修改，但是在疲惫之余，我感到了每天都过得很充实。对于这次的毕业设计，可以说是在我大学期间最后一次去自主学东西了，想到这里难免有些惆怅，值得欣慰的是，通过本次的毕业设计，我知道了光光靠课本上的知识是远远不够的，期间学到了许多课堂上、书本上学不到的知识，此次设计不仅检测了大学这四年来学习成果，还增加了我的知识面，让我体验到了理论与实践的相结合。这为以后步入社会、适应社会需求提供了一次很好的锻炼机会。

## 参考文献

- [1] 刘豫徽, 吴社强. 带轴间差速器的分动器特性分析[J]. 专用汽车. 2000. 02: 17-20
- [2] 陈家瑞. 汽车构造(下册)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005
- [3] 邹得和. 宝马 X 系列全驱车的 xdrive 智能型分动器[J]. 汽车与配件, 2004 (8): 38
- [4] 许洪斌. 基于拓扑优化方法的分动器箱体轻量化设计[J]. 机械传动 2014, 04 (38): 155-158
- [5] 陈习江. 浅析一种新型分动器换档机构的设计[J]. 合肥工业大学学报 2009, 32 (18): 194-195
- [6] 贾巨民, 高波. 越野汽车分动器非圆行星差速器概念模型[J]. 中国机械工程 2008, 12 (19): 3003-3005
- [7] 窦德明. 分动器异响故障一例[J]. 中南汽车运输, 1995 (4): 9
- [8] 史建鹏, 孙庆合. 分动器转矩分配比确定理论研究[J]. 汽车工程. 2007, 10 (29): 889-892
- [9] 李健明, 刘步杰. 一种全轮驱动分动器电控装置的研究与开发[J]. 汽车电器 2015 (8): 23-25
- [10] 王英姣, 韩慧等. 汽车分动器齿侧间隙调整优化技术[J]. 汽车技术 2007 (4): 6-9
- [11] Herbert E. Elliger. Automotive Engines[M]. Prentice Hall, Inc. 2001.
- [12] 陈黎卿, 郑媛媛等. 基于适应性重构的分动器设计系统开发[J]. 机械设计 2013, 07 (30): 1-4
- [13] 王善坡, 李舜韶, 柳海龙. 安装边刚度对分动器振动特性的影响[J]. 汽车技术 2007 (11): 19-21
- [14] 魏有志. 轻型汽车分动器总成的降噪措施[J]. 汽车技术 1999 (10): 23-26
- [15] 杨立成, 刘广森. 全时四驱越野汽车新型传动系统[J]. 汽车运用 2011 (7): 24-30
- [16] 贾振元, 王福吉. 分动器的材料及其关键技术[J]. 机械工程学报 2003, 39 (11): 61-67