

自己加个封（格式有要求请自行调整一下，只要不动数据就行，文字性东西可以修改。）

## 目录

1 概述.....	4
1.1 变速器概述.....	4
1.2 设计参数.....	5
2 变速器传动机构布置方案.....	6
2.1 变速器结构形式的确定.....	6
2.2 变速器主传动方案.....	7
2.3 倒挡的形式和布置方案.....	8
3 变速器主要参数选择.....	9
3.1 设计初始数据.....	9
3.2 确定变速器的各挡传动比.....	9
(1) 初选传动比: .....	9
(2) 选择确定一档传动比: .....	9
(3) 确定其他各挡传动比: .....	10
3.3 中心距的选择.....	10
3.4 齿轮参数.....	11
3.4.1 模数.....	11
3.4.2 压力角.....	11
3.4.3 螺旋角.....	12
3.4.4 齿宽 $b$ .....	12
3.4.5 齿顶高系数.....	12
3.5 各挡齿数的分配.....	12
3.5.1 确定一档齿轮的齿数.....	12
3.5.2 对中心距 $A$ 进行修正.....	13
3.5.3 确定长啮合齿轮副的齿数.....	15
3.5.4 确定其他各挡的齿数.....	17
4 齿轮校核.....	25
(1) 符合工作时的标准.....	25
(2) 选择合理对应的材料.....	25

(3) 考虑加工工艺以及热处理工艺.....	25
变速器齿轮渗碳层深度应从一下选择.....	25
4.1 计算各轴的转矩.....	25
4.2 齿轮强度计算.....	26
4.2.1 轮齿弯曲强度计算.....	26
(1) 倒挡直齿轮弯曲应力 $\sigma_w$ .....	26
(2) 斜齿轮弯曲应力 $\sigma_w$ .....	27
4.2.2 齿轮接触应力 $\delta_j$ 计算.....	30
F——齿面上的法向力 (N), $F = \frac{F_1}{\cos\alpha\cos\beta}$ .....	30
(1) 计算一档齿轮接触应力 $\sigma_j$ : .....	31
(2) 计算二档齿轮接触应力 $\sigma_j$ : .....	32
(3) 计算三档齿轮接触应力 $\sigma_j$ : .....	32
(4) 计算四档齿轮接触应力 $\sigma_j$ : .....	33
(4) 计算长啮合齿轮接触应力 $\sigma_j$ : .....	33
(5) 计算倒挡齿轮接触应力 $\sigma_j$ : .....	34
5 轴与轴支撑件的设计及校核.....	36
5.1 轴强度计算.....	36
5.1.1 初选轴的直径.....	36
5.1.2 轴的强度验算.....	36
计算水平面内支反力 $R_{HA}$ 、 $R_{HB}$ 和弯矩 $M_{HC}$ .....	42
5.2 轴承计算与校核.....	43
计算轴承寿命.....	43
6 同步器设计.....	47
6.1 同步器的设计选用.....	47
6.2 锁环式同步器结构组成及工作原理.....	47
5、8—齿轮 6—啮合套座 7—啮合套.....	47
(1) 锁环式同步器结构.....	47
(2) 锁环式同步器工作原理.....	48
6.3 锁环式同步器主要尺寸的确定.....	49

(1) 接近尺寸 $b$ .....	49
(2) 分度尺寸 $\alpha$ .....	49
(3) 滑块转动距离 $c$ .....	49
(4) 滑块端隙.....	50
6.4 同步器主要参数的确定.....	50
(1) 摩擦因数 $f$ .....	50
(2) 同步环主要尺寸的确定.....	51
(3) 锁止角 $\beta$ .....	52
(4) 同步时间 $t$ .....	52
(5) 转动惯量的计算.....	52
7 变速器操纵机构的设计.....	53
8 变速器箱体设计.....	55
参考文献.....	57
(06):2-3. ....	57

# 1 概述

## 1.1 变速器概述

变速器的功用是根据汽车在不同的行驶条件下提出的要求,改变发动机的扭矩和转速,使汽车具有适合的牵引力和速度,并同时保持发动机在最有利的工况范围内工作。为保证汽车倒车以及使发动机和传动系能够分离,变速器具有倒挡和空挡。在有动力输出需要时,还应有功率输出装置。

对变速器提出如下要求:

1) 应保证汽车具有高的动力性和经济性指标。在汽车整体设计时,根据汽车的总质量、发动机性能及汽车的使用要求,选择合理的变速器的档数及传动比。

2) 设置有空档、倒挡和动力输出装置。为保证汽车倒车及使发动机与传动系统分离,应具有倒挡和空挡。

3) 工作可靠。变速器在工作室不应有自动跳档、乱档、同时挂上两个档和换挡冲击等现象发生。

4) 操纵迅速、轻便。为了减轻驾驶员的劳动强度,提高行驶安全性,要求换挡迅速、轻便、手感好。

5) 传动效率高。可采用提高零件的制造及装配质量,设置和使用直接档,使用适当的润滑油等措施提高变速器的传动效率。

6) 应有输出功率的可能,以便于改装车用。

7) 重量轻、体积小。影响这个指标的主要参数是变速器的中心距,选用优质钢材,采用合理的热处理,设计合适的齿形,提高齿轮精度以及选用圆锥滚珠轴承可以减小中心距。

8) 变速器的工作噪声低。采用斜齿传动,合理选择齿轮参数,提高齿轮支承刚性和提高制造精度等措施减少噪声。

除此之外,变速器还应当满足制造成本低、拆装容易、维修方便等要求。满足汽车必要的动力性和经济性指标与变速器的挡数、传动比范围与各挡传动比有关。汽车工作的道路条件越复杂、比功率越小,变速器的传动比范围越大。变速器由变速传动机构和操纵机构组成。变速传动机构可按前进挡数或轴的形式不同分类,在原有变速传动机构基础上,再附加一个副箱体,就达到增加变速器挡位数的目的。近年来,变速器操纵机构有向自动操纵方向发展的趋势。

## 1.2 设计参数

本次课程设计已知主要技术参数如表 1-1 所示。

表 1-1 主要技术参数

数据如下			
发动机功率	90kW	最高车速	110km/h
转矩	173Nm	总质量	3475kg
最大转矩转速	1400r/min	车轮规格	175/45R14
最高转速	2400r/min	最大爬坡	30%

## 2 变速器传动机构布置方案

机械式变速器因具有结构简单、传动效率高、制造成本低和工作可靠等优点，故在不同形式的汽车上得到广泛应用。

### 2.1 变速器结构形式的确定

三轴式变速器如图 2-1 所示，其第一轴的常啮合齿轮与第二轴的各挡齿轮分别与中间轴的相应齿轮相啮合，且第一、第二轴同心。将第一、第二轴直接连接起来传递扭矩称为直接挡，此时，齿轮、轴承及中间轴均不承载，因此直接挡的传递效率高，磨损及噪音也最小，这是三轴式变速器的主要优点。其他前进挡需依次经过两对齿轮传递转矩。因此，在齿轮中心距  $A$  较小的情况下仍然可以获得大的一挡传动比，这是三轴式变速器的另一优点。其缺点是：除直接挡外其他各挡的传动效率有所下降。



图 2-1 中间轴式变速器

变速器挡位数的增多可提高发动机的功率利用效率、汽车的燃料经济性及平均车速，从而可提高汽车的运输效率，降低运输成本。有级变速器结构的发展趋势是增多常啮合齿轮副的数目，从而可采用斜齿圆柱齿轮。后者比直齿圆柱齿轮有更长的寿命、更低的噪声，虽然其制造稍复杂些且在工作中有轴向力。因此，在变速器中，除低挡及倒挡齿轮外，直齿圆柱齿轮已被斜齿圆柱齿轮所代替。当然，常啮合齿轮副数的增多将导致变速器旋转部分总惯性力矩的增大，根据经济性要求，载货汽车变速器的挡位数不应超过 16；轿车变速器的挡位数不应超过 5。

本设计选用的中间轴式变速器，其挡位数为 5。

## 2.2 变速器主传动方案

变速器由变速器传动机构和操纵机构组成。三轴四挡传动机构布置形式如图 2—2。

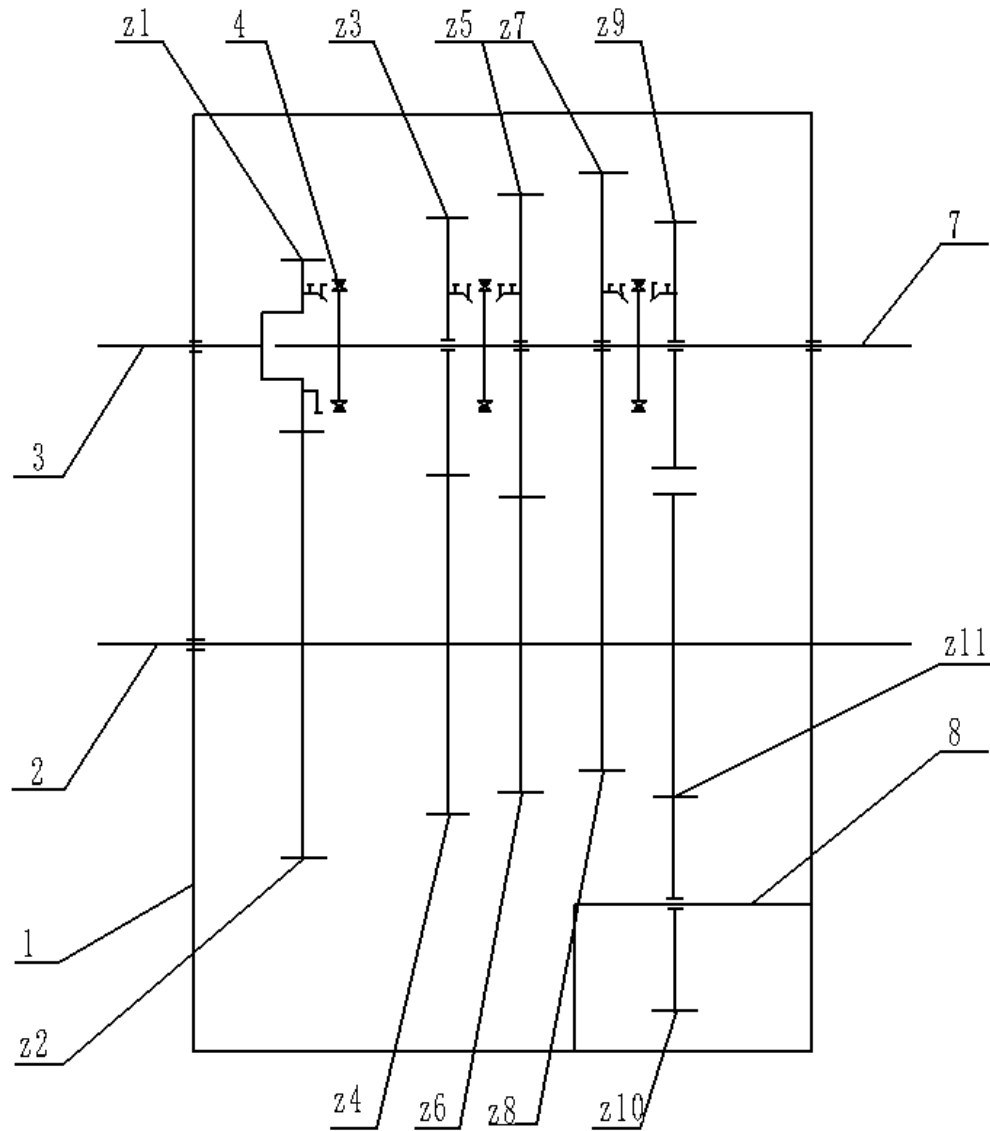


图 2-2 三轴式四挡变速器传动方案

$Z_1$ . 输入轴常啮合齿轮； $Z_2$ . 中间轴常啮合齿轮； $Z_3$  第二轴三挡齿轮； $Z_4$ . 中间轴三挡齿轮； $Z_5$ . 第二轴二挡齿轮； $Z_6$ . 中间轴二挡齿轮； $Z_7$ . 第二轴一档齿轮； $Z_8$ . 中间轴一档齿轮，倒挡中间齿轮； $Z_9$ . 第二轴倒挡齿轮； $Z_{10}$ 倒挡中间齿轮； $Z_{11}$ . 中间轴倒挡齿轮；1. 壳体；2. 中间轴；3. 第一轴；4. 四挡同步器总成；5. 二三挡同步器总成；6. 一档倒挡同步器总成；7. 第二轴；8. 倒挡轴

变速器主要参数的选择，挡数、传动比范围、中心距  $A$ 、外形尺寸、齿轮参



数、各挡齿轮齿数的分配等；

变速器的设计与校核，齿轮的强度计算、轴的强度计算、同步器和操纵机构的设计、变速器壳体设计。

绘制图纸，根据设计方案，通过计算机和手绘完成装配图及零件图的绘制。

### 2.3 倒挡的形式和布置方案

图 2-3 是常见的倒挡布置形式。图 2-3b 所示方案的优点是，换倒挡时利用了中间轴上一挡主动齿轮，故而缩减了中间轴的长度。但换挡时将有两对齿轮同时进入啮合，使得换挡困难。图 2-3c 所示的方案，能够获得较大的倒挡传动比，但缺点就是换挡程序不合理。图 2-3d 所示的方案，针对于前者的缺点进行了修改，因而取代了图 2-3c 所示方案。图 2-3e 所示的方案是将中间轴上的一挡与倒挡的齿轮做成了一体，将其的齿宽加长。图 2-3f 所示的方案。可以适用于全部齿轮副都是常啮合齿轮，换挡时更为轻便。本设计将采用图 2-3f 所示的倒挡方案。

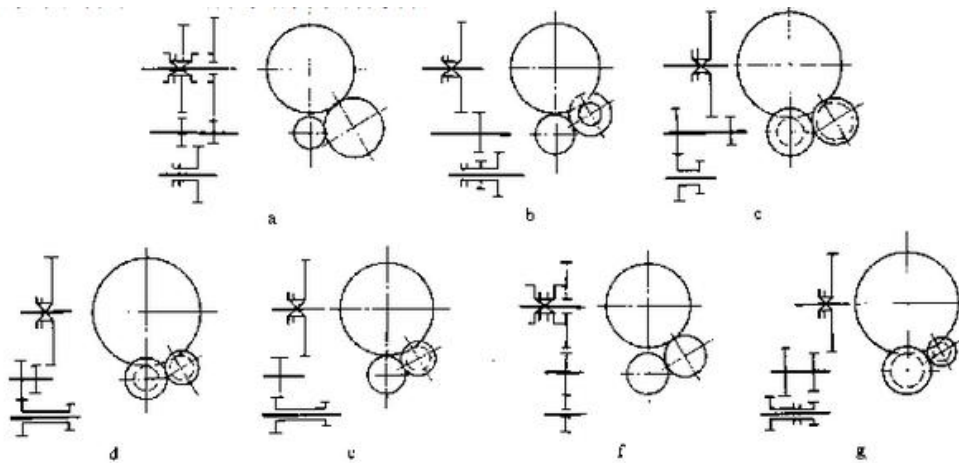


图 2-3 常见的倒挡布置形式

### 3 变速器主要参数选择

#### 3.1 设计初始数据

图 3-1 设计参数

数据如下			
发动机功率	90kW	最高车速	110km/h
转矩	173Nm	总质量	3475kg
最大转矩转速	1400r/min	车轮参数	175/45R14
最高转速	2400r/min	最大爬坡	30%

#### 3.2 确定变速器的各挡传动比

(1) 初选传动比:

把最高档作为直接挡,  $i_4=1$

确定主减速器的传动比:

$$U_{\max} = 0.377 \frac{n_p r}{i_{g\min} i_0} \quad (3-1)$$

式中:

$U_{\max}$  ——最高车速 (110Km/h) ;

$n_p$  ——发动机转速 (2400r/min) ;

$r$  ——车轮半径, (0.257m) ;

$i_{g\min}$  ——变速器最小传动比;

$i_0$  ——主减速器传动比;

所以得主减速器传动比计算公式:

$$i_0 = 0.377 \frac{n_p r}{U_{\max} i_{g5}} = 0.377 \frac{0.257 \times 2400}{110 \times 1} = 2.11 \quad (3-2)$$

(2) 选择确定一档传动比:

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:

$$i_{g1} \geq \frac{mg(f\cos\alpha + \sin\alpha)r}{T_{0.018\max} i_0 \eta} = \frac{3475 \times 10 \times (0.018 \times \cos 16.7 + \sin 16.7) \times 0.257}{173 \times 2.11 \times 0.849} = 8.76 \quad (3-3)$$

式中:

$m$ ——汽车总质量 3475kg;

$g$ ——重力加速度, 10;

$T_{\text{emax}}$ ——发动机最大扭矩 173Nm;

$r$ ——车轮半径 0.257m;

$\eta$ ——汽车传动效率, 取  $\eta=0.849$ ;

$f$ ——滚动阻力系数, 取  $f=0.018$ ;

$\alpha$ ——爬坡度, 取  $\alpha=16.7^\circ$ ;

$i_0$ ——主减速器传动比;

$$i_{g1} \leq \frac{Gr\phi}{T_{\text{emax}}i_0\eta} = \frac{34750 \times 0.257 \times 0.8}{173 \times 2.11 \times 0.849} = 23.01 \quad (3-4)$$

$\phi$ ——道路附着系数 0.8;

(3) 确定其他各挡传动比:

按等比级数原则分配其他各挡位传动比:

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{i_4}{i_5} = \frac{i_5}{i_6} = \dots = \frac{i_{g-1}}{i_g} q \quad (3-5)$$

式中:  $q$  为常数, 各挡之间的公比;

即:

$$q = \frac{i_1}{i_5} = \sqrt[4]{\frac{5.56}{1}} = 1.77 \quad (3-6)$$

$i_1=5.557$ ,  $i_2=i_1/q=2.769$ ,  $i_3=i_2/q=1.644$ ,  $i_4=i_3/q=1.000$ 。

### 3.3 中心距的选择

初选中心距时, 可根据公式

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{\text{emax}} i_1 \eta_g} \quad (3-7)$$

式中:

$A$ ——变速器中心距 (mm);

$K_A$ ——中心距系数:  $K_A=8.6 \sim 9.6$ ;

$T_{\text{emax}}$ ——发动机最大扭矩 173Nm;

$i_1$ ——变速器一档传动比, 5.557;

$\eta_g$ ——变速器传动效率, 取 0.96;

则:

中心距最小值

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{0.96\max} i_1 \eta_g} = 8.6 \times \sqrt[3]{173 \times 5.557 \times 0.96} = 83.73 \quad (3-8)$$

中心距最大值

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{0.96\max} i_1 \eta_g} = 9.6 \times \sqrt[3]{173 \times 5.557 \times 0.96} = 93.47 \quad (3-9)$$

所以初选中心距  $A=91\text{mm}$ 。

### 3.4 齿轮参数

#### 3.4.1 模数

齿轮模数是一个重要的参数，影响它的选取因素有很多，如齿轮的强度、质量、噪声、工艺要求等。

对于乘用车，减少工作噪声有较为重要的意义，所以模数应选用的小些。

啮合套和同步器的接合齿多数采用渐开线齿形。由于工艺上的原因，同一变速器中的接合齿模数相同。其取用范围：乘用车和总质量在  $1.8 \sim 14.0\text{t}$  的货车为  $2.0 \sim 3.5\text{mm}$ 。

图 3-2 汽车变速器齿轮法向模数

车型	乘用车的发动机排量 V/L		货车的最大总质量 $m_a/\text{t}$	
	$1.0 < V \leq 1.6$	$1.6 < V \leq 2.5$	$6.0 < m_a \leq 14.0$	$m_a > 14.0$
模数 $m_n/\text{mm}$	2.25~2.75	2.75~3.00	3.50~4.50	4.50~6.00

变速器齿轮模数的选取还要考虑到齿轮的性能校核，结合后面的齿轮校核，本设计取取前进档  $m_n=3.5$ ，倒挡模数  $m=6$ 。

#### 3.4.2 压力角

理论上对于乘用车，为加大重合度以降低噪声应取用  $14.5^\circ$ 、 $15^\circ$ 、 $16^\circ$ 、 $16.5^\circ$  等小的压力角；对于商用车，可以选用  $22.5^\circ$  或  $25^\circ$  等大的压力角以提高齿轮承载的能力。

由于国家规定的标准压力角是  $20^\circ$ ，所以变速器齿轮普遍采用的压力角为  $20^\circ$ 。

### 3.4.3 螺旋角

如果螺旋角越大，齿的强度也会越高。但是当螺旋角大于  $30^\circ$  时，齿轮的抗弯强度会大幅度下降，但接触强度仍会继续上升。所以，以提高抵挡齿轮的抗弯曲强度来说，并不建议用过大的螺旋角，以  $15^\circ \sim 25^\circ$  为宜；然而从提高高挡齿轮的接触强度和增加重合度来看，当选用较大的螺旋角。

斜齿轮螺旋角的选用范围为： $22^\circ \sim 34^\circ$

本设计取  $30^\circ$

### 3.4.4 齿宽 b

选择齿宽时要注意齿宽对变速器的轴向尺寸、质量、齿轮工作平稳性、齿轮强度和齿轮工作时的受力均匀程度等均有影响。

通常根据齿轮模数  $m_n$  的大小来选定齿宽：

直齿  $b = k_c m$ ， $k_c$  为齿宽系数，取值范围为  $4.5 \sim 8.0$ ；

斜齿  $b = k_c m_n$ ， $k_c$  为齿宽系数，取值范围为  $6.0 \sim 8.5$ ，

本此设计中主动齿轮选取  $K_c=7$ ，从动齿轮  $K_c=7$ 。

### 3.4.5 齿顶高系数

在齿轮加工精度提高以后，短齿制齿轮不再被采用，包括我国在内，规定齿顶高系数取为 1。

## 3.5 各挡齿数的分配

### 3.5.1 确定一档齿轮的齿数

一档传动比为  $i_1=5.557$

如果  $Z_9$  和  $Z_{10}$  的齿数确定了，则  $Z_2$  和  $Z_1$  的传动比可求出，为了求  $Z_9$  和  $Z_{10}$  的齿数，先求其齿数和

一档齿轮为斜齿轮，初选  $\beta=30^\circ$ ， $m_n=3.5$

一档齿轮副齿数和为

$$Z_h = \frac{2A \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \times 91 \times \cos 30^\circ}{3.5} = 45.03 \quad (3-10)$$

取  $Z_h=45$

一档小齿轮齿数  $Z_{10}=17$ ， $Z_9=28$ 。

### 3.5.2 对中心距 A 进行修正

在计算齿数和  $Z_h$  之后，由于取整数而让中心距离有了改变，所以需要根据

所取的  $Z_h$  和齿轮变位系数进行重新计算中心距  $A$ , 然后再以重新计算过的中心距  $A_0$  当作其他各挡齿数分布的依据。

$$A = \frac{m_n Z_h}{2 \cos \beta} = \frac{3.5 \times 45}{2 \times \cos 30} = 90.93 \quad (3-11)$$

取整  $A_0=91$

重算螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{m_n Z_h}{2A} = \arccos \frac{3.5 \times 45}{2 \times 91} = 30.073 \quad (3-12)$$

对一挡齿轮进行角度变位:

端面压力角

$$\alpha_t = \arctan \left( \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right) = \arctan \left( \frac{\tan 20}{\cos 30.073} \right) = 0.398 \quad (3-13)$$

$$a_t = 22.811^\circ$$

端面啮合角

$$\alpha'_t = \arccos \left( \frac{A_0}{A} \cos \alpha_t \right) = \arccos \left( \frac{91}{90.93} \cos 22.811 \right) = 0.396 \quad (3-14)$$

$$a'_t = 22.710^\circ$$

变位系数之和

$$\xi_{n\epsilon} = \frac{(Z_{10} + Z_9)(\text{inv} \alpha'_t - \text{inv} \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n} = \frac{(17 + 28)(\text{inv} 22.710 - \text{inv} 22.811)}{2 \tan 20} = -0.019 \quad (3-15)$$

查变位系数线图得:  $\xi_{10}=0.234$ ,  $\xi_9=-0.254$ 。

分度圆直径:

$$d_9 = \frac{m_n Z_9}{\cos \beta} = \frac{3.5 \times 28}{\cos 30.073} = 113.244 \quad (3-16)$$

计算  $d_{10}$

$$d_{10} = \frac{m_n Z_{10}}{\cos \beta} = \frac{3.5 \times 17}{\cos 30.073} = 68.756 \quad (3-17)$$

齿顶高:

$$h_{a9} = (h_{an}^* + \xi_9 - \Delta y_n) m_n = (1 + -0.254 - -0.038) \times 3.5 = 2.747 \quad (3-18)$$

计算

$$h_{a10} = (h_{an}^* + \xi_{10} - \Delta y_n) m_n = (1 + 0.234 - -0.038) \times 3.5 = 4.455 \quad (3-19)$$

式中:

$$y_n = \frac{(A-A_0)}{m_n} = \frac{(91-90.93)}{3.5} = 0.019 \quad (3-10)$$

计算

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.019 - 0.019 = -0.038 \quad (3-21)$$

齿根高:

$$h_{3.59} = (h_{an}^* + C_n^* - \xi_9)m_n = (1 + 0.25 - 0.254) \times 3.5 = 5.262 \quad (3-22)$$

计算

$$h_{3.510} = (h_{an}^* + C_n^* - \zeta_{10})m_n = (1 + 0.25 - 0.234) \times 3.5 = 3.555 \quad (3-23)$$

齿全高

$$h_9 = h_{a9} + h_{f9} = 2.747 + 5.262 = 8.010$$

齿顶圆直径:

$$d_{a9} = d_9 + 2h_{a9} = 113.244 + 2 \times 2.747 = 118.739 \quad (3-24)$$

计算

$$d_{a10} = d_{10} + 2h_{a10} = 68.756 + 2 \times 4.455 = 77.665 \quad (3-25)$$

齿根圆直径:

$$d_{f9} = d_9 - 2h_{f9} = 113.244 - 2 \times 5.262 = 102.720 \quad (3-26)$$

计算

$$d_{f10} = d_{10} - 2h_{f10} = 68.756 - 2 \times 3.555 = 61.646 \quad (3-27)$$

当量齿数:

$$Z_{v9} = \frac{z_9}{\cos^3 \beta} = \frac{28}{\cos^3 30.073} = 43.2 \quad (3-28)$$

计算

$$Z_{v10} = \frac{z_{10}}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 30.073} = 26.2 \quad (3-29)$$

### 3.5.3 确定长啮合齿轮副的齿数

常啮合传动齿轮的传动比

$$\frac{z_2}{z_1} = i_1 \frac{z_{10}}{z_9} = 5.557 \times \frac{17}{28} = 3.37 \quad (3-30)$$

常啮合传动齿轮的中心距离与一挡齿轮的中心距离一样, 模数一样, 所以齿数和一样

$Z_h=45$

可得  $Z_1=10$  ,  $Z_2=35$

对常啮合齿轮进行角度变位:

变位系数之和跟一档一样

$$\xi_{n\varepsilon} = -0.019$$

查变位系数线图得:  $\xi_1=0.397$  ,  $\xi_2=-0.416$  。

分度圆直径:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{3.5 \times 10}{\cos 30.073} = 40.444 \quad (3-31)$$

计算

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = \frac{3.5 \times 35}{\cos 30.073} = 141.556 \quad (3-32)$$

齿顶高:

$$h_{a1} = (h_{an}^* + \xi_1 - \Delta y_n) m_n = (1 + 0.397 - 0.038) \times 3.5 = 5.024 \quad (3-33)$$

计算

$$h_{a2} = (h_{an}^* + \xi_2 - \Delta y_n) m_n = (1 - 0.416 - 0.038) \times 3.5 = 2.178 \quad (3-34)$$

式中:

$$y_n = \frac{(A-A_0)}{m_n} = \frac{(91-90.93)}{3.5} = 0.019 \quad (3-35)$$

计算

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.019 - 0.019 = -0.038 \quad (3-36)$$

齿根高:

$$h_{f1} = (h_{an}^* + C_n^* - \xi_1) m_n = (1 + 0.25 - 0.397) \times 3.5 = 2.985 \quad (3-37)$$

计算

$$h_{f2} = (h_{an}^* + C_n^* - \zeta_2) m_n = (1 + 0.25 - 0.416) \times 3.5 = 5.832 \quad (3-38)$$

齿全高

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 5.024 + 2.985 = 8.010 \quad (3-39)$$

齿顶圆直径:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 40.444 + 2 \times 5.024 = 50.493 \quad (3-40)$$



计算

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 141.556 + 2 \times 2.178 = 145.911 \quad (3-41)$$

齿根圆直径:

$$d_{34.4741} = d_1 - 2h_{34.4741} = 40.444 - 2 \times 2.985 = 34.474 \quad (3-42)$$

计算

$$d_{129.8922} = d_2 - 2h_2 = 141.556 - 2 \times 5.832 = 129.892 \quad (3-43)$$

当量齿数:

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{10}{\cos^3 30.073} = 15.4 \quad (3-44)$$

计算

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta} = \frac{35}{\cos^3 30.073} = 54.0 \quad (3-45)$$

#### 3.5.4 确定其他各挡的齿数

(1) 二挡齿轮为斜齿轮, 模数与一档齿轮相同。

$$\frac{z_7}{z_8} = i_2 \frac{z_1}{z_2} = 2.769 \times \frac{10}{35} = 0.791 \quad (3-46)$$

二挡传动齿轮的中心距离与一档齿轮的中心距离一样, 模数一样, 所以齿数和一样

$Z_h=45$  可得  $Z_7=20$ ,  $Z_8=25$

变位系数之和一样

$$\xi_{n\varepsilon} = -0.019$$

查变位系数线图得:  $\xi_7 = -0.030$ ,  $\xi_8 = 0.011$ 。

分度圆直径:

$$d_7 = \frac{m_n z_7}{\cos\beta} = \frac{3.5 \times 20}{\cos 30.073} = 80.889 \quad (3-47)$$

计算

$$d_8 = \frac{m_n z_8}{\cos\beta} = \frac{3.5 \times 25}{\cos 30.073} = 101.111 \quad (3-48)$$

齿顶高:

$$h_{a7} = (h_{an}^* + \xi_7 - \Delta y_n) m_n = (1 + -0.030 - -0.038) \times 3.5 = 3.528 \quad (3-49)$$

计算

$$h_{a8} = (h_{an}^* + \xi_8 - \Delta y_n)m_n = (1 + 0.011 - 0.038) \times 3.5 = 3.674 \quad (3-50)$$

式中:

$$y_n = \frac{(A-A_0)}{m_n} = \frac{(91-90.93)}{3.5} = 0.019 \quad (3-51)$$

计算

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.019 - 0.019 = -0.038 \quad (3-52)$$

齿根高:

$$h_{f7} = (h_{an}^* + C_n^* - \xi_7)m_n = (1 + 0.25 - 0.030) \times 3.5 = 4.481 \quad (3-53)$$

计算

$$h_{f8} = (h_{an}^* + C_n^* - \xi_8)m_n = (1 + 0.25 - 0.011) \times 3.5 = 4.336 \quad (3-54)$$

齿全高

$$h_a = h_{a7} + h_{f7} = 3.528 + 4.481 = 8.010$$

齿顶圆直径:

$$d_{a7} = d_7 + 2h_{a7} = 80.889 + 2 \times 3.528 = 87.945 \quad (3-56)$$

计算

$$d_{a8} = d_8 + 2h_{a8} = 101.111 + 2 \times 3.674 = 108.458 \quad (3-57)$$

齿根圆直径:

$$d_{f7} = d_7 - 2h_{f7} = 80.889 - 2 \times 4.481 = 71.926 \quad (3-58)$$

计算

$$d_{f8} = d_8 - 2h_{f8} = 101.111 - 2 \times 4.336 = 92.439 \quad (3-59)$$

当量齿数:

$$Z_{v7} = \frac{z_7}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 30.073} = 30.9 \quad (3-60)$$

计算

$$Z_{v8} = \frac{z_8}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos^3 30.073} = 38.6 \quad (3-61)$$

(2) 三挡齿轮也是斜齿轮, 模数为 3.5。

$$\frac{z_5}{z_6} = i_3 \frac{z_1}{z_2} = 1.644 \times \frac{10}{35} = 0.47 \quad (3-62)$$

三档传动齿轮的中心距离与一档齿轮的中心距离一样, 模数一样所以齿数和一样

$$Z_h=45$$

$$\text{可得 } Z_5=14, Z_6=31$$

变位系数之和一样

$$\xi_{n\epsilon}=-0.019$$

查变位系数线图得:  $\xi_5=-0.030$ ,  $\xi_6=0.011$ 。

分度圆直径:

$$d_5 = \frac{m_n z_5}{\cos\beta} = \frac{3.5 \times 14}{\cos 30.073} = 56.622 \quad (3-63)$$

计算

$$d_6 = \frac{m_n z_6}{\cos\beta} = \frac{3.5 \times 31}{\cos 30.073} = 125.378 \quad (3-64)$$

齿顶高:

$$h_{a5} = (h_{an}^* + \xi_5 - \Delta y_n) m_n = (1 + -0.030 - -0.038) \times 3.5 = 3.674 \quad (3-65)$$

计算

$$h_{a6} = (h_{an}^* + \xi_6 - \Delta y_n) m_n = (1 + 0.011 - -0.038) \times 3.5 = 3.528 \quad (3-66)$$

式中:

$$y_n = \frac{(A-A_0)}{m_n} = \frac{(91-90.93)}{3.5} = 0.019 \quad (3-67)$$

计算

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.019 - 0.019 = -0.038 \quad (3-68)$$

齿根高:

$$h_{f5} = (h_{an}^* + C_n^* - \xi_5) m_n = (1 + 0.25 - -0.030) \times 3.5 = 4.336 \quad (3-69)$$

计算

$$h_{f6} = (h_{an}^* + C_n^* - \zeta_6) m_n = (1 + 0.25 - 0.011) \times 3.5 = 4.481 \quad (3-70)$$

齿全高

$$h_5 = h_{a5} + h_{f5} = 3.674 + 4.336 = 8.010$$

齿顶圆直径:

$$d_{a5} = d_5 + 2h_{a5} = 56.622 + 2 \times 3.674 = 63.969 \quad (3-71)$$

计算

$$d_{a6} = d_6 + 2h_{a6} = 125.378 + 2 \times 3.528 = 132.434 \quad (3-72)$$

齿根圆直径:

$$d_{f5} = d_5 - 2h_{f5} = 56.622 - 2 \times 4.336 = 47.950 \quad (3-73)$$

计算

$$d_{f6} = d_6 - 2h_{f6} = 125.378 - 2 \times 4.481 = 116.415 \quad (3-74)$$

当量齿数:

$$Z_{v5} = \frac{z_5}{\cos^3\beta} = \frac{14}{\cos^3 30.073} = 21.6 \quad (3-75)$$

计算

$$Z_{v6} = \frac{z_6}{\cos^3\beta} = \frac{31}{\cos^3 30.073} = 47.8 \quad (3-76)$$

四挡传动齿轮的中心距离与一挡齿轮的中心距离一样, 模数一样所以齿数和一样

$$Z_h = 45$$

可得  $Z_3=10$  ,  $Z_4=35$

变为系数和一样

$$\xi_{n\epsilon} = -0.019$$

查变位系数线图得:  $\xi_3=0.011$  ,  $\xi_4=-0.030$  。

分度圆直径:

$$d_3 = \frac{m_n z_3}{\cos\beta} = \frac{3.5 \times 10}{\cos 30.073} = 40.444 \quad (3-77)$$

计算

$$d_4 = \frac{m_n z_4}{\cos\beta} = \frac{3.5 \times 35}{\cos 30.073} = 141.556 \quad (3-78)$$

齿顶高:

$$h_{a3} = (h_{an}^* + \xi_3 - \Delta y_n) m_n = (1 + 0.011 - 0.038) \times 3.5 = 3.674 \quad (3-79)$$

计算

$$h_{a4} = (h_{an}^* + \xi_4 - \Delta y_n) m_n = (1 - 0.030 - 0.038) \times 3.5 = 3.528$$

(3-80)

式中:

$$y_n = \frac{(A-A_0)}{m_n} = \frac{(91-90.93)}{3.5} = 0.019 \quad (3-81)$$

计算

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.019 - 0.019 = -0.038 \quad (3-82)$$

齿根高:

$$h_{f3} = (h_{an}^* + C_n^* - \xi_3)m_n = (1 + 0.25 - 0.011) \times 3.5 = 4.336 \quad (3-83)$$

计算

$$h_{f4} = (h_{an}^* + C_n^* - \zeta_4)m_n = (1 + 0.25 - 0.030) \times 3.5 = 4.481 \quad (3-84)$$

齿全高

$$h_3 = h_{a3} + h_{f3} = 3.674 + 4.336 = 8.010 \quad (3-85)$$

齿顶圆直径:

$$d_{a3} = d_3 + 2h_{a3} = 40.444 + 2 \times 3.674 = 47.792 \quad (3-86)$$

计算

$$d_{a4} = d_4 + 2h_{a4} = 141.556 + 2 \times 3.528 = 148.612 \quad (3-87)$$

齿根圆直径:

$$d_{f3} = d_3 - 2h_{f3} = 40.444 - 2 \times 4.336 = 31.773 \quad (3-88)$$

计算

$$d_{f4} = d_4 - 2h_{f4} = 141.556 - 2 \times 4.481 = 132.593 \quad (3-89)$$

当量齿数:

$$Z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3\beta} = \frac{10}{\cos^3 30.073} = 15.4 \quad (3-90)$$

计算

$$Z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3\beta} = \frac{35}{\cos^3 30.073} = 54.0 \quad (3-91)$$

#### (4) 确定倒挡齿轮齿数

倒挡齿轮是采用直齿，模数为6，倒挡中间齿轮 $Z_{12}$ 的齿数，一般在21~23之间，初选 $Z_{12}=21$ ，计算中心轴与倒挡轴的中心距离 $A'$ ，设 $Z_{13}=17$ ，则

$$A' = \frac{1}{2}m(Z_{12} + Z_{13}) = \frac{1}{2} \times 6 \times (21 + 17) = 114\text{mm} \quad (3-92)$$

为确保倒挡齿轮的啮合不发生影响，齿轮  $Z_{11}$  和  $Z_{13}$  之间的齿顶圆应保持在 0.5mm 以上的间隙，本次设计间隙初设为  $\delta = 6\text{mm}$ ，所以齿轮  $Z_{11}$  的齿顶圆直径

$$A = \frac{D_{e11}}{2} + 0.5 + \frac{D_{e13}}{2}$$

则：

$$D_{e11} = 2A - D_{e13} - 2\delta = 2 \times 91 - 114 - 2 \times 6 = 56\text{mm} \quad (3-93)$$

计算

$$Z_{11} = \frac{D_{e11}}{m_n} - 2 = \frac{56}{6} - 2 = 7.33 \text{ mm} \quad (3-94)$$

取整为  $Z_9=7$

倒挡轴和第二轴的中心距  $A''$ ：

$$A'' = \frac{m(Z_{11}+Z_{12})}{2} = \frac{6 \times (7+21)}{2} = 84.00 \quad (3-95)$$

计算倒挡传动比：

$$i_{\text{倒}} = \frac{Z_2 Z_{12} Z_{11}}{Z_1 Z_{13} Z_{12}} = \frac{35 \times 21 \times 7}{10 \times 17 \times 21} = 1.44$$

倒挡齿轮参数

分度圆直径：

$$d_{11}=Z_{11}m=7 \times 6=42\text{mm} \quad (3-96)$$

$$d_{12}=Z_{12}m=21 \times 6=126\text{mm} \quad (3-97)$$

$$d_{13}=Z_{13}m=17 \times 6=102\text{mm} \quad (3-98)$$

齿顶高：

$$h_{a11}=h_a^*m=6\text{mm} \quad (3-99)$$

$$h_{a12}=h_a^*m=6\text{mm} \quad (3-100)$$

$$h_{a13}=h_a^*m=6\text{mm} \quad (3-101)$$

齿根高：

$$h_{f11}=(h_a^*+c_n^*)m=(1+0.25) \times 6=7.5\text{mm} \quad (3-102)$$

$$h_{f12}=(h_a^*+c_n^*)m=(1+0.25) \times 6=7.5\text{mm} \quad (3-103)$$

$$h_{f13}=(h_a^*+c_n^*)m=(1+0.25) \times 6=7.5\text{mm} \quad (3-104)$$

齿全高：

$$h=h_{a11}+h_{f11}=6+7.5=13.5\text{mm} \quad (3-105)$$

齿顶圆直径:

$$d_{a11}=d_{11}+2h_{a11}=42+2\times 6=54\text{mm} \quad (3-106)$$

$$d_{a12}=d_{12}+2h_{a12}=126+2\times 6=138\text{mm} \quad (3-107)$$

$$d_{a13}=d_{13}+2h_{a13}=102+2\times 6=114\text{mm} \quad (3-108)$$

齿根圆直径:

$$d_{f11}=d_{11}-2h_{f11}=42-2\times 7.5=27\text{mm} \quad (3-109)$$

$$d_{f12}=d_{12}-2h_{f12}=126-2\times 7.5=111\text{mm} \quad (3-110)$$

$$d_{f13}=d_{13}-2h_{f13}=102-2\times 7.5=87\text{mm} \quad (3-111)$$

## 4 齿轮校核

### (1) 符合工作时的标准

对于在不同的工作条件下，会对齿轮传动有不一样的标准，进而也会对齿轮材料有不一样的选择。然而，对于一般的动力传递齿轮，需要有强度和耐磨性，同时必须表面是硬的，齿芯是软的。

### (2) 选择合理对应的材料

对硬度小于等于 350HBS 的软齿面齿轮，小齿轮材料硬度应略大于大齿轮，且两齿轮硬度差应在 30~50HBS 左右。而且，因为其他工艺上的原因，大小齿轮应该选择不一样的材料。

### (3) 考虑加工工艺以及热处理工艺

变速器齿轮渗碳层深度应从一下选择

m 法 ≤ 3.5 时渗碳层深度 0.8~1.2

m 法 ≥ 3.5 时渗碳层深度 0.9~1.3

m 法 ≥ 3.5 时渗碳层深度 1.0~1.3

表面硬度 HBS58~63；心部硬度 HRC33~48。

对于氰化齿轮，氰化层深度应小于 0.2；表度 HBS48~53。

## 4.1 计算各轴的转矩

发动机最大转矩 250Nm，齿轮传动效率  $\eta_{\text{齿}}=0.99$ ，离合器传动效率  $\eta_{\text{离}}=0.98$ ，轴承传动效率为  $\eta_{\text{承}}=0.96$ 。

表 4-1 各轴转矩

轴	公式	结果
一轴	$T_1 = T_{\text{emax}}\eta_{\text{离}}\eta_{\text{承}}$	162.76
中间轴	$T_2 = T_1\eta_{\text{承}}\eta_{\text{齿}}i_7$	541.40
二轴一档	$T_3 = T_2\eta_{\text{承}}\eta_{\text{齿}}i_x$	847.49
二档		411.64
三档		232.38
常啮合		161.13
倒挡		741.55



倒挡轴	$T_4 = T_2 \eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}} i_y$	635.62
-----	---	--------

## 4.2 齿轮强度计算

### 4.2.1 轮齿弯曲强度计算

直齿轮和低档斜齿轮的弯曲应力 $<850\text{Mpa}$ ，常啮合和高档直齿轮弯曲应力 $<350\text{Mpa}$ 。

(1) 倒挡直齿轮弯曲应力  $\sigma_w$

$$\sigma_w = \frac{2T_g K_o K_f}{\pi m^3 z K_c y} \quad (4-1)$$

式中： $\sigma_w$ ——弯曲应力 (MPa)；

$T_g$ ——计算载荷 (N·mm)；

$K_o$ ——应力集中系数，可取近似值  $K_o=1.65$ ；

$K_f$ ——摩擦力影响系数，主、从动齿轮在啮合点上的摩擦力方向不同，对弯曲应力的影响也不同；主动齿轮  $K_f=1.1$ ，从动齿轮  $K_f=0.9$ ；

$K_c$ ——齿宽系数 7；

$m$ ——模数 6；

$y$ ——齿形系数；

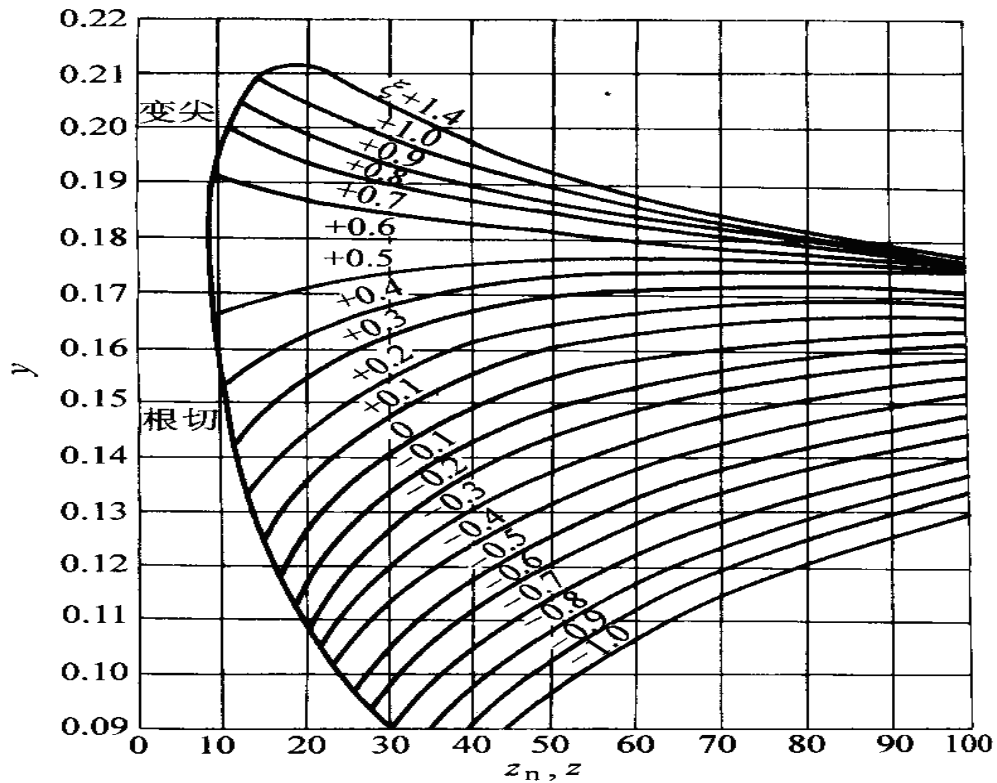


图 4-1 齿形系数图

当计算载荷取作用到变速器第一轴上的最大转矩  $T_{\text{emax}}$  时，倒挡直齿轮许用弯曲应力应  $< 850 \text{ Mpa}$ 。

倒挡主动齿轮  $Z_{13}=17$ ，查齿形系数图 4-1 得  $y_{13}=0.120$ ，带入式 (4-1) 得

$$\sigma_{w13} = \frac{2T_2 K_\sigma K_{17} \times 1000}{\pi m^3 Z_{13} K_{cY13}} = \frac{2 \times 541.40 \times 1.65 \times 1.1 \times 1000}{\pi \times 6^3 \times 17 \times 7 \times 0.120} = 203 \text{ Mpa} \quad (4-2)$$

倒挡传动齿轮  $Z_{12}=21$ ，查齿形系数图得  $y_{12}=0.129$ ，带入式 (4-1) 得

$$\sigma_{w12} = \frac{2T_4 K_\sigma K_{21} \times 1000}{\pi m^3 Z_{12} K_{cY12}} = \frac{2 \times 635.62 \times 1.65 \times 0.9 \times 1000}{\pi \times 6^3 \times 21 \times 7 \times 0.129} = 147 \text{ Mpa} \quad (4-3)$$

倒挡从动齿轮  $Z_{11}=7$ ，查齿形系数图得  $y_{11}=0.091$ ，带入式 (4-1) 得

$$\sigma_{w11} = \frac{2T_3 K_\sigma K_7 \times 1000}{\pi m^3 Z_{11} K_{cY11}} = \frac{2 \times 741.55 \times 1.65 \times 0.9 \times 1000}{\pi \times 6^3 \times 7 \times 7 \times 0.091} = 731 \text{ Mpa} \quad (4-4)$$

计算表明  $\sigma_{w13}$ 、 $\sigma_{w12}$ 、 $\sigma_{w11}$  弯曲应力  $\sigma_w < [\sigma_w]$ ，则齿轮  $Z_{13}$ 、 $Z_{12}$ 、 $Z_{11}$  抗弯曲强度足够。

(2) 斜齿轮弯曲应力  $\sigma_w$

$$\sigma_w = \frac{2T_g \cos \beta K_\sigma}{\pi m^3 z K_{cY} K_\epsilon} \quad (4-5)$$

式中： $\sigma_w$ ——弯曲应力 (MPa)；

$T_g$ ——计算载荷 (N·mm)；

$K_\sigma$ ——应力集中系数，可取近似值  $K_\sigma = 1.65$ ；

$m$ ——法向模数 3.5；

$y$ ——齿形系数，可按齿数和变位系数查得；

$\beta$ ——斜齿轮螺旋角  $30.073^\circ$ ；

$z$ ——齿数；

$K_c$ ——齿宽系数 7；

$K_\epsilon$ ——重合度影响系数， $K_\epsilon = 2$ ；

1) 计算一档齿轮  $Z_9/Z_{10}$  的弯曲应力  $\sigma_{w9}$ 、 $\sigma_{w10}$ ：

$Z_9=28$ ，查齿形系数图得  $y_9=0.124$ ，带入 (4-5) 式得

$$\sigma_{w9} = \frac{2T_3 \cos \beta K_\sigma \times 1000}{\pi m^3 Z_9 K_c y_9 K_\epsilon} = \frac{2 \times 847.49 \times \cos 30.073 \times 1.65 \times 1000}{\pi \times 3.5^3 \times 28 \times 7 \times 0.124 \times 2} = 371 \text{ Mpa} \quad (4-6)$$

$Z_{10}=17$ ，查齿形系数图得  $y_{10}=0.140$ ，带入 (4-5) 式得

$$\sigma_{w10} = \frac{2T_2 \cos \beta K_\sigma \times 1000}{\pi m^3 Z_{10} K_c y_{10} K_\epsilon} = \frac{2 \times 541.40 \times \cos 30.073 \times 1.65 \times 1000}{\pi \times 3.5^3 \times 17 \times 7 \times 0.140 \times 2} = 346 \text{ Mpa} \quad (4-7)$$

2) 计算二档齿轮  $Z_7/Z_8$  的弯曲应力  $\sigma_{w7}$ 、 $\sigma_{w8}$ ：

$Z_7=20$ ，查齿形系数图得  $y_7=0.127$ ，带入 (4-5) 式得

$$\sigma_{w7} = \frac{2T_3 \cos \beta K_\sigma \times 1000}{\pi m^3 Z_7 K_c y_7 K_\epsilon} = \frac{2 \times 411.64 \times \cos 30.073 \times 1.65 \times 1000}{\pi \times 3.5^3 \times 20 \times 7 \times 0.127 \times 2} = 246 \text{ Mpa} \quad (4-8)$$

$Z_8=25$ ，查齿形系数图得  $y_8=0.136$ ，带入 (4-5) 式得

$$\sigma_{w8} = \frac{2T_2 \cos \beta K_\sigma \times 1000}{\pi m^3 Z_8 K_c y_8 K_\epsilon} = \frac{2 \times 541.40 \times \cos 30.073 \times 1.65 \times 1000}{\pi \times 3.5^3 \times 25 \times 7 \times 0.136 \times 2} = 241 \text{ Mpa} \quad (4-9)$$

3) 计算三档齿轮  $Z_5/Z_6$  的弯曲应力  $\sigma_{w5}$ 、 $\sigma_{w6}$ ：

$Z_5=14$ ，查齿形系数图得  $y_5=0.112$ ，带入上式得

$$\sigma_{w5} = \frac{2T_3 \cos \beta K_\sigma \times 1000}{\pi m^3 Z_5 K_c y_5 K_\epsilon} = \frac{2 \times 232.38 \times \cos 30.073 \times 1.65 \times 1000}{\pi \times 3.5^3 \times 14 \times 7 \times 0.112 \times 2} = 224 \text{ Mpa} \quad (4-10)$$

$Z_6=31$ ，查齿形系数图得  $y_6=0.145$ ，带入 (4-5) 式得

$$\sigma_{w6} = \frac{2T_2 \cos \beta K_\sigma \times 1000}{\pi m^3 Z_6 K_c y_6 K_\epsilon} = \frac{2 \times 541.40 \times \cos 30.073 \times 1.65 \times 1000}{\pi \times 3.5^3 \times 31 \times 7 \times 0.145 \times 2} = 182 \text{ Mpa} \quad (4-11)$$

4) 计算常啮合齿轮  $Z_1/Z_2$  的弯曲应力  $\sigma_{w1}$ 、 $\sigma_{w2}$ ：

$Z_1=10$ ，查齿形系数图得  $y_1=0.153$ ，带入 (4-5) 式得

$$\sigma_{w1} = \frac{2T_1 \cos \beta K_\sigma \times 1000}{\pi m^3 Z_1 K_c y_1 K_\epsilon} = \frac{2 \times 162.76 \times \cos 30.073 \times 1.65 \times 1000}{\pi \times 3.5^3 \times 10 \times 7 \times 0.153 \times 2} = 161 \text{ Mpa} \quad (4-14)$$

$Z_2=35$ ，查齿形系数图得  $y_2=0.123$ ，带入 (4-5) 式得

$$\sigma_{w2} = \frac{2T_2 \cos\beta K_G \times 1000}{\pi m^3 Z_2 K_{cY_2} K_e} = \frac{2 \times 541.40 \times \cos 30.073 \times 1.65 \times 1000}{\pi \times 3.5^3 \times 35 \times 7 \times 0.123 \times 2} = 191 \text{ Mpa} \quad (4-15)$$

根据前述计算结果和应力对比结果，故弯曲强度足够。

#### 4.2.2 齿轮接触应力 $\delta_j$ 计算

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \left( \frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (4-16)$$

式中： $\sigma_j$ ——轮齿的接触应力（MPa）；

$T_g$ ——计算载荷（N·mm）；

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

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

$d$ ——节圆直径（mm）；

$\alpha$ ——节点处压力角  $20^\circ$ ；

$\beta$ ——齿轮螺旋角  $30.073^\circ$ ；

$E$ ——齿轮材料的弹性模量，合金钢取  $E = 2.06 \times 10^5$ （MPa）；

$b$ ——齿轮接触的实际宽度（直齿轮 42mm，斜齿轮 24.5mm）；

$\rho_z$ 、 $\rho_b$ ——主、从齿轮节点处的曲率半径（mm），直齿轮  $\rho_z = r_z \sin\alpha$ 、 $\rho_b = r_b \sin\alpha$ ，斜齿轮  $\rho_z = (r_z \sin\alpha)/\cos^2\beta$ 、 $\rho_b = (r_b \sin\alpha)/\cos^2\beta$ ， $r_z$ 、 $r_b$ 为主从动齿轮节圆半径。

将作用在变速器第一轴上的载荷  $T_{\max}/2$  作为计算载荷。

表 4-2 各轴转矩

轴	公式	结果
一轴	$T_5 = T_1/2$	81
中间轴	$T_6 = T_2/2$	271
二轴一档	$T_7 = T_3/2$	424
二档		206
三档		116
常啮合		81
倒挡		371
倒挡轴	$T_8 = T_4/2$	318

齿轮齿宽按下式计算。

$$b = K_c m_n$$

表 4-3 变速器齿轮的许用接触应力

齿轮	$\sigma_j/\text{MPa}$	
	渗碳齿轮	液体碳氮共渗齿轮
一档和倒挡	1900~2000	950~1000
常啮合齿轮和高挡	1300~1400	650~700

(1) 计算一档齿轮接触应力 $\sigma_j$ :

$$\rho_{z9} = \frac{r_9' \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{56.622 \times \sin 20}{\cos^2 30.073} = 25.860 \quad (4-17)$$

计算

$$\rho_{z10} = \frac{r_{10}' \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{34.378 \times \sin 20}{\cos^2 30.073} = 15.700 \quad (4-18)$$

计算

$$\begin{aligned} \sigma_{j9} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_7 E \times 1000}{bd_9 \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z9}} + \frac{1}{\rho_{z0}} \right)} = \\ &0.418 \sqrt{\frac{424 \times 206000 \times 1000}{24.5 \times 113.244 \times \cos 20 \times \cos 30.073} \left( \frac{1}{25.860} + \frac{1}{15.700} \right)} = 750 \quad (4-19) \end{aligned}$$

计算

$$\begin{aligned} \sigma_{j10} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_6 E \times 1000}{bd_{10} \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z9}} + \frac{1}{\rho_{z10}} \right)} = \\ &0.418 \sqrt{\frac{271 \times 206000 \times 1000}{24.5 \times 68.756 \times \cos 20 \times \cos 25.842} \left( \frac{1}{25.860} + \frac{1}{15.700} \right)} = 769 \quad (4-20) \end{aligned}$$

计算

所以一档齿轮符合条件。

(2) 计算二挡齿轮接触应力 $\sigma_j$ :

$$\rho_{z7} = \frac{r_7' \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{40.444 \times \sin 20}{\cos^2 30.073} = 18.471 \quad (4-21)$$

计算

$$\rho_{z8} = \frac{r_8' \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{50.556 \times \sin 20}{\cos^2 30.073} = 23.089 \quad (4-22)$$

计算

$$\sigma_{j7} = 0.418 \sqrt{\frac{T_7 E \times 1000}{bd_7 \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z7}} + \frac{1}{\rho_{z8}} \right)} =$$

$$0.418 \sqrt{\frac{206 \times 206000 \times 1000}{24.5 \times 80.889 \times \cos 20^\circ \times \cos 30.073^\circ} \left( \frac{1}{18.471} + \frac{1}{23.09} \right)} = 604 \quad (4-23)$$

计算

$$\sigma_{j8} = 0.418 \sqrt{\frac{T_6 E \times 1000}{bd_8 \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z7}} + \frac{1}{\rho_{z8}} \right)} =$$

$$0.418 \sqrt{\frac{271 \times 206000 \times 1000}{24.5 \times 101.111 \times \cos 20^\circ \times \cos 30.073^\circ} \left( \frac{1}{18.471} + \frac{1}{23.09} \right)} = 619 \quad (4-24)$$

所以二挡齿轮符合条件。

(3) 计算三挡齿轮接触应力 $\sigma_j$ :

$$\rho_{z5} = \frac{r_5' \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{28.311 \times \sin 20^\circ}{\cos^2 30.073^\circ} = 12.930 \quad (4-25)$$

计算

$$\rho_{z6} = \frac{r_6' \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{62.689 \times \sin 20^\circ}{\cos^2 30.073^\circ} = 28.630 \quad (4-26)$$

计算

$$\sigma_{j5} = 0.418 \sqrt{\frac{T_7 E \times 1000}{bd_5 \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z5}} + \frac{1}{\rho_{z6}} \right)} =$$

$$0.418 \sqrt{\frac{116 \times 206000 \times 1000}{24.5 \times 56.622 \times \cos 20^\circ \times \cos 30.073^\circ} \left( \frac{1}{12.930} + \frac{1}{28.63} \right)} = 582 \quad (4-27)$$

计算

$$\sigma_{j6} = 0.418 \sqrt{\frac{T_6 E \times 1000}{bd_6 \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z5}} + \frac{1}{\rho_{z6}} \right)} =$$

$$0.418 \sqrt{\frac{271 \times 206000 \times 1000}{24.5 \times 125.378 \times \cos 20^\circ \times \cos 30.073^\circ} \left( \frac{1}{12.930} + \frac{1}{28.63} \right)} = 597 \quad (4-28)$$

所以三挡齿轮符合条件。

(4) 计算长啮合齿轮接触应力 $\sigma_j$ :

$$\rho_{z1} = \frac{r_1' \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{20.222 \times \sin 20^\circ}{\cos^2 30.073^\circ} = 9.236 \quad (4-33)$$

计算

$$\rho_{z2} = \frac{r_2' \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{70.778 \times \sin 20^\circ}{\cos^2 30.073^\circ} = 32.324 \quad (4-34)$$

计算

$$\sigma_{j1} = 0.418 \sqrt{\frac{T_5 E \times 1000}{bd_1 \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z1}} + \frac{1}{\rho_{z2}} \right)} =$$

$$0.418 \sqrt{\frac{81 \times 206000 \times 1000}{24.5 \times 40.444 \times \cos 20^\circ \times \cos 30.073^\circ} \left( \frac{1}{9.236} + \frac{1}{32.32} \right)} = 641 \quad (4-35)$$

计算

$$\begin{aligned}\sigma_{j2} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_6 E \times 1000}{bd_2 \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z1}} + \frac{1}{\rho_{z2}} \right)} = \\ &0.418 \sqrt{\frac{271 \times 206000 \times 1000}{24.5 \times 141.556 \times \cos 20^\circ \times \cos 30.073^\circ} \left( \frac{1}{9.236} + \frac{1}{32.32} \right)} = 625 \quad (4-36)\end{aligned}$$

所以常啮合齿轮符合条件。

(5) 计算倒挡齿轮接触应力 $\sigma_j$ :

$$\rho_{z11} = \frac{r'_{11} \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{21 \times \sin 20^\circ}{\cos^2 0^\circ} = 7.182 \quad (4-37)$$

计算

$$\rho_{z12} = \frac{r'_{12} \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{63 \times \sin 20^\circ}{\cos^2 0^\circ} = 21.547 \quad (4-38)$$

计算

$$\rho_{z13} = \frac{r'_{13} \sin \alpha}{\cos^2 \beta} = \frac{51 \times \sin 20^\circ}{\cos^2 0^\circ} = 17.443 \quad (4-39)$$

计算

$$\begin{aligned}\sigma_{j11} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_7 E \times 1000}{bd_{11} \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z11}} + \frac{1}{\rho_{z12}} \right)} = 0.418 \sqrt{\frac{371 \times 206000 \times 1000}{42 \times 42 \times \cos 20^\circ \times \cos 0^\circ} \left( \frac{1}{7.182} + \frac{1}{21.547} \right)} = \\ &1779 \quad (4-40)\end{aligned}$$

计算

$$\begin{aligned}\sigma_{j12} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_8 E \times 1000}{bd_{12} \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z11}} + \frac{1}{\rho_{z12}} \right)} = 0.418 \sqrt{\frac{318 \times 206000 \times 1000}{42 \times 126 \times \cos 20^\circ \times \cos 0^\circ} \left( \frac{1}{7.182} + \frac{1}{21.547} \right)} = \\ &691 \quad (4-41)\end{aligned}$$

计算

$$\begin{aligned}\sigma_{j13} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_6 E \times 1000}{bd_{13} \cos \alpha \cos \beta} \left( \frac{1}{\rho_{z12}} + \frac{1}{\rho_{z13}} \right)} = 0.418 \sqrt{\frac{271 \times 206000 \times 1000}{42 \times 102 \times \cos 20^\circ \times \cos 0^\circ} \left( \frac{1}{21.547} + \frac{1}{17.443} \right)} = \\ &975 \quad (4-42)\end{aligned}$$

所以倒挡齿轮符合条件。

## 5 轴与轴支撑件的设计及校核

### 5.1 轴强度计算

#### 5.1.1 初选轴的直径

轴的径向及轴向尺寸对其刚度影响很大，且轴长与轴径应协同。在已知中间轴式变速器中心距  $A$  时，第二轴和中间轴中部直径

$$d=0.45\sim 0.6A=40.95\sim 54.6\text{mm}$$

取  $d=51\text{mm}$ 。轴的最大直径  $d$  和支撑距离  $L$  的比值：

对于中间轴， $d/L=0.16\sim 0.18$ ；对于第二轴， $d/L=0.18\sim 0.21$ 。

第一轴花键部分直径  $d$  (mm)：

$$d = K\sqrt[3]{T_{\text{emax}}} \quad (5-1)$$

式中：

$K$ -系数  $4\sim 4.6$ ，

$T_{\text{emax}}$  - 发动机最大转矩  $173\text{N}\cdot\text{m}$

带入式 (5-1) 得  $d_1=22.29 \sim 25.63 \text{ mm}$

取第一轴花键部分直径  $d_1=23\text{mm}$

第二轴二轴支撑间长：

$$L_2=243 \sim 283 \text{ mm}$$

中间轴支承间长：

$$L_1=283 \sim 319 \text{ mm}$$

取  $L_2=344 \text{ mm}$ 、为了简化设计  $L_1$  的取值还要看一轴和二轴的总体尺寸因此此处不表。

#### 5.1.2 轴的强度验算

第一轴常啮合齿轮副，因距离支撑点近，负荷又小，通常挠度不大，故可以不必计算。

变速器齿轮在轴上的位置如图 5-1 所示



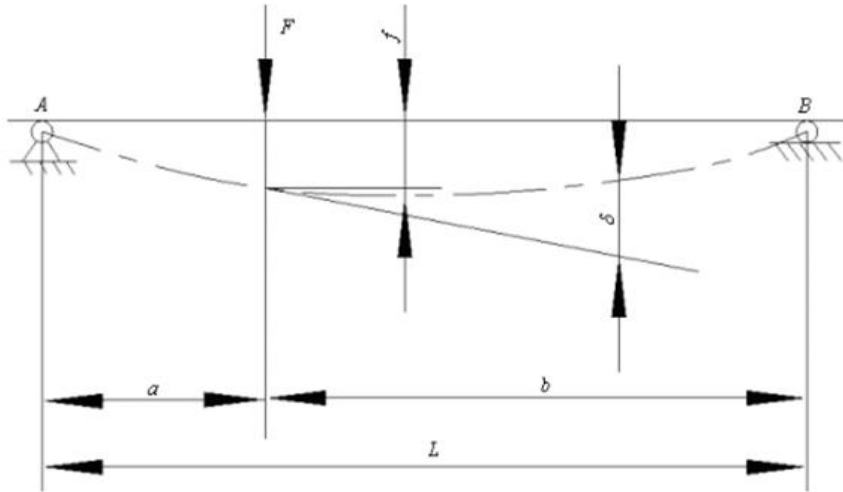


图 5-1 变速器轴的挠度和转角

轴在垂直面内挠度为 $f_c$ ，在水平面内的挠度为 $f_s$ 和转角 $\delta$ ，可用下式计算

$$f_c = \frac{F_1 a^2 b^2}{3EI L} \quad (5-2)$$

$$f_s = \frac{F_2 a^2 b^2}{3EI L} \quad (5-3)$$

$$\delta = \frac{F_1 a b (b-a)}{3EI L} \quad (5-4)$$

式中：

$F_1$ —齿轮齿宽中间平面上的径向力 (N)；

$F_2$ —齿轮齿宽中间平面上的圆周力 (N)；

$E$ —弹性模量， $E = 2.06 \times 10^5 \text{MPa}$ ；

$I$ —惯性矩 ( $\text{mm}^4$ )，对于实心轴， $I = \pi d^4 / 64$ ；

$d$ —为轴的直径 (mm)，花键按平均直径计算；

$a$ 、 $b$ —为齿轮上的作用力距支座 A、B 的距离 (mm)；

$L$ —为支座间的距离

轴的全挠度为：

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

轴在垂直面内和水平面内挠度的允许值为 $[f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{mm}$ ， $[f_s] = 0.05 \sim 0.10 \text{mm}$ 。齿轮所在平面的转角不应超过  $0.002 \text{rad}$ 。

(1) 二轴的刚度：

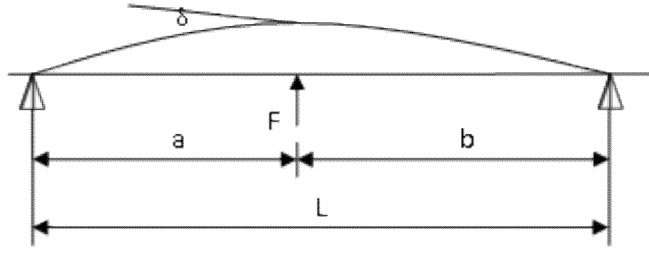


图 5-2 二轴受力图

一档时

$$F_{t9} = \frac{2T_2 \times 1000}{d_9} = \frac{2 \times 847.49 \times 1000}{113.244} = 14967.41 \quad (5-5)$$

计算

$$F_{r9} = \frac{F_{t9} t 14967.41 n \alpha}{\cos \beta} = \frac{14967.41 \times t 14967.41 n 20}{\cos 30.073} = 6295.11 \quad (5-6)$$

$d_9 = 51 \text{mm}$  (齿轮相邻段)

$a_9 = 140.375 \text{mm}$ ,  $b_9 = 165.75 \text{mm}$ ,  $L_9 = 306.125 \text{mm}$

$$f_{c9} = \frac{64 F_{r9} a_9^2 b_9^2}{3 \pi E L d_9^4} = \frac{64 \times 6295.11 \times 140.375^2 \times 165.75^2}{3 \times \pi \times 206000 \times 306.125 \times 51^4} = 0.054 \quad (5-7)$$

符合设计要求。

$$f_{s9} = \frac{64 F_{t9} a_9^2 b_9^2}{3 \pi E L d_9^4} = \frac{64 \times 14967.41 \times 140.375^2 \times 165.75^2}{3 \times \pi \times 206000 \times 306.125 \times 51^4} = 0.129 \quad (5-8)$$

符合设计要求。

$$f_9 = \sqrt{f_{c9}^2 + f_{s9}^2} = \sqrt{0.054^2 + 0.129^2} = 0.140 \quad (5-9)$$

符合设计要求。

$$\delta_9 = \frac{64 F_{r9} a_9 b_9 (b_9 - a_9)}{3 \pi E L d_9^4} = \frac{64 \times 6295.11 \times 140.375 \times 165.75 (165.75 - 140.375)}{3 \times \pi \times 206000 \times 306.125 \times 51^4} = 0.0001 \quad (5-10)$$

符合设计要求。

(2) 中间轴的刚度:

一档时

$$F_{t10} = \frac{2T_6 \times 1000}{d_{10}} = \frac{2 \times 541.40 \times 1000}{68.756} = 15748.53 \quad (5-11)$$

计算

$$F_{r10} = \frac{F_{t10} t 15748.53 n \alpha}{\cos \beta} = \frac{15748.53 \times t 15748.53 n 20}{\cos 30.073} = 6623.64 \quad (5-12)$$

$d_{10} = 51 \text{mm}$  (齿轮相邻段)

$a_{10}=172.75\text{mm}$ ,  $b_{10}=171.25\text{mm}$ ,  $L_{10}=344\text{mm}$

$$f_{c10} = \frac{64F_{r10}a_{10}^2b_{10}^2}{3\pi ELd_{10}^4} = \frac{64 \times 6623.64 \times 172.75^2 \times 171.25^2}{3 \times \pi \times 206000 \times 344 \times 51^4} = 0.082 \quad (5-13)$$

符合设计要求。

$$f_{s10} = \frac{64F_{t10}a_{10}^2b_{10}^2}{3\pi ELd_{10}^4} = \frac{64 \times 15748.53 \times 172.75^2 \times 171.25^2}{3 \times \pi \times 206000 \times 344 \times 51^4} = 0.195 \quad (5-14)$$

符合设计要求。

$$f_{10} = \sqrt{f_{c10}^2 + f_{s10}^2} = \sqrt{0.082^2 + 0.195^2} = 0.212 \quad (5-15)$$

符合设计要求。

$$\delta_{10} = \frac{64F_{r10}a_{10}b_{10}(b_{10}-a_{10})}{3\pi ELd_{10}^4} = \frac{64 \times 6623.64 \times 172.75 \times 171.25(171.25-172.75)}{3 \times \pi \times 206000 \times 344 \times 51^4} = -0.000004 \quad (5-16)$$

符合设计要求。

(3) 二轴的强度:

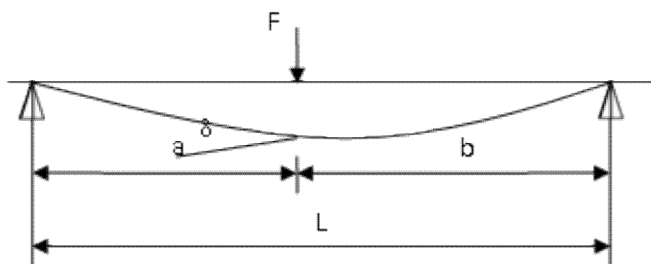
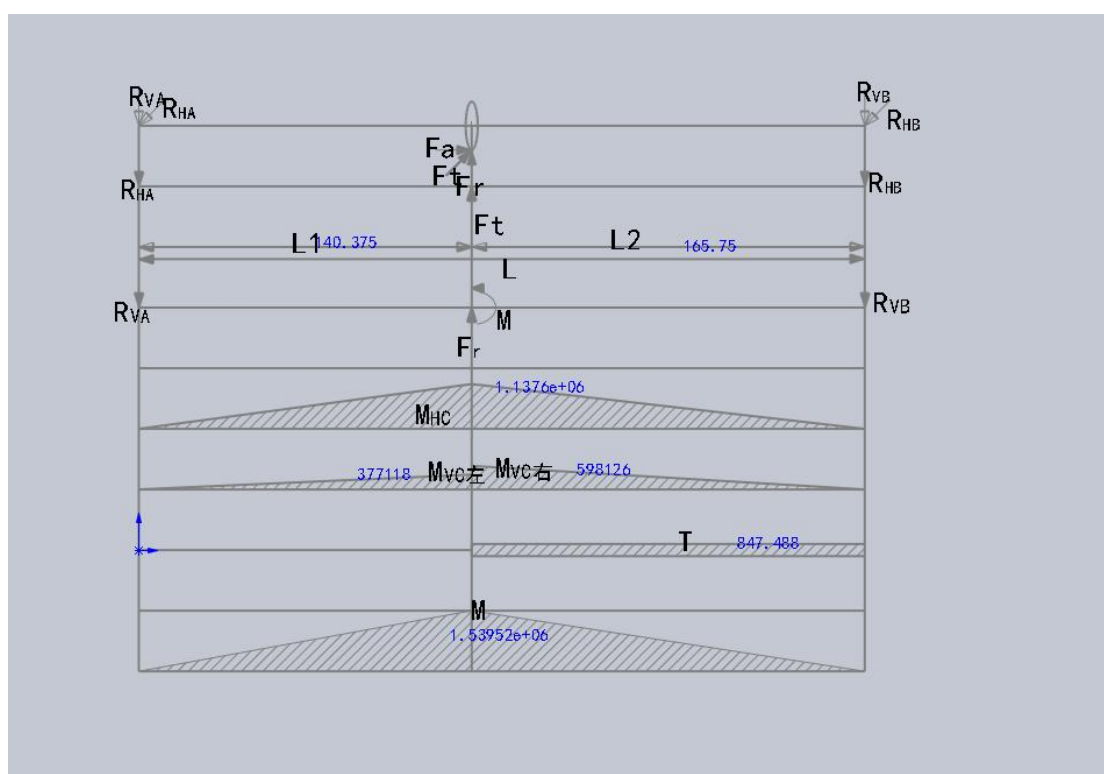


图 5-3 中间轴受力图

一档时

一档时的挠度最大，因此也是最危险的，所以对此进行校核。



XR-二轴弯矩图

$$T_7=847.49 \text{ N} \cdot \text{m}, F_{a9}=8667.00 \text{ N}, F_{t9}=14967.41 \text{ N}$$

$$F_{r9}=6295.11 \text{ N}, L_1=140.375\text{mm}, L_2=165.75\text{mm}, d_9=306.125\text{mm}$$

计算水平面内支反力  $R_{HA}$ 、 $R_{HB}$  和弯矩  $M_{HC}$

$$R_{HA} + R_{HB} = F_{t9}$$

$$R_{HA}L_1 = R_{HB}L_2$$

联立式，解得：

$$R_{HA}=8104.03 \text{ N}, R_{HB}=6863.37 \text{ N}, M_{HC}=\max (R_{HA}L_1, R_{HB}L_2) =1137603.76 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

计算垂直面内支反力  $R_{VA}$ 、 $R_{VB}$  和弯矩  $M_{VC}$

$$R_{VA}+R_{VB}=F_{r9}$$

$$R_{VB}L=F_{r9}L_1+\frac{1}{2}F_{a9}d_9$$

联立式，解得：

$$R_{VA}=2686.50 \text{ N}, R_{VB}=3608.61 \text{ N},$$

$$M_{VC}=\max (R_{VA}L_1, R_{VB}L_2) =598126.37 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

根据第三强度理论得：

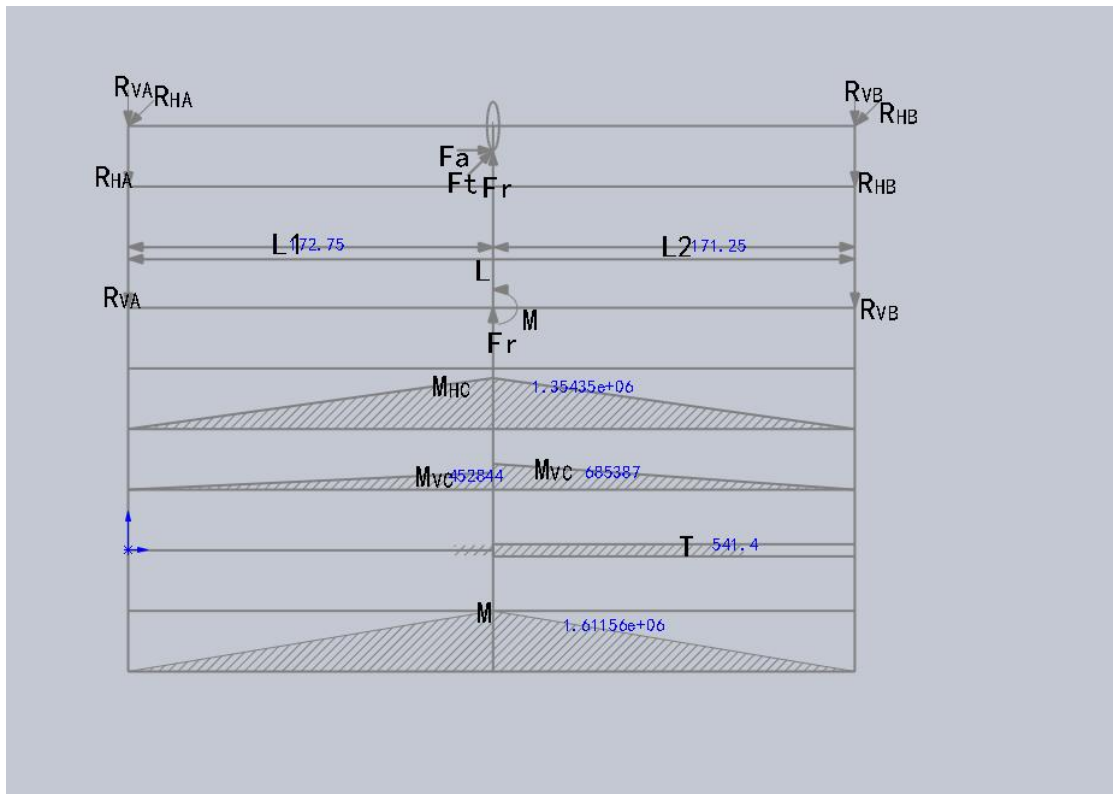
$$M=\sqrt{M_{HC}^2+M_{VC}^2+T^2}=\sqrt{1137603.76^2+598126.37^2+847487.73^2}=1539523.61 \quad (5-17)$$

计算

$$\sigma=\frac{32M}{\pi d^3}=\frac{32 \times 1539523.61}{\pi \times 51^3}=118.28 \leq [\sigma]=400 \text{ MPa} \quad (5-18)$$

符合设计要求。

#### (4) 中间轴的强度校核



XR-中间轴弯矩图

$$T_6=541.40 \text{ N} \cdot \text{m}, F_{t10}=15748.53 \text{ N}, F_{r10}=6623.64 \text{ N}, F_{a10}=9119.32 \text{ N}$$

$$d=51\text{mm}, L_1=172.75\text{mm}, L_2=171.25\text{mm}$$

计算水平面内支反力  $R_{HA}$ 、 $R_{HB}$  和弯矩  $M_{HC}$

$$R_{HA}+R_{HB}=F_{t10}$$

$$R_{HA}L_1=R_{HB}L_2$$

联立式，解得：

$$R_{HA}=7839.93 \text{ N}, R_{HB}=7908.60 \text{ N}, M_{HC}=\max(R_{HA}L_1, R_{HB}L_2)=1354348.02 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

计算垂直面内支反力  $R_{VA}$ 、 $R_{VB}$  和弯矩  $M_{VC}$

$$R_{VA}+R_{VB}=F_{r10}$$

$$R_{VB}L=F_{r10}L_1+\frac{1}{2}F_{a10}d_{10}$$

联立式，解得：

$$R_{VA}=2621.38 \text{ N}, R_{VB}=4002.26 \text{ N},$$

$$M_{VC}=\max(R_{VA}L_1, R_{VB}L_2)=685386.62 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

根据第三强度理论得：

$$M=\sqrt{M_{HC}^2+M_{VC}^2+T^2}=\sqrt{1354348.02^2+685386.62^2+541399.54^2}=1611560.38 \quad (5-19)$$

计算

$$\sigma=\frac{32M}{\pi d^3}=\frac{32 \times 1611560.38}{\pi \times 51^3}=123.81 \leq [\sigma]=400\text{MPa} \quad (5-20)$$

符合设计要求。

## 5.2 轴承计算与校核

由轴承所在工作环境和安装轴承轴颈，初选中间轴的轴承型号为圆锥滚子轴承 30205。输出轴右端为圆锥滚子轴承 302/32。

圆锥滚子轴承 32006 的  $C_r=32.2\text{KN}$ ， $C_{ro}=37\text{KN}$ ， $e=0.333$ ， $Y=0.089$

计算轴承寿命

求水平面内支反力  $R_{H1}$ 、 $R_{H2}$  和弯矩  $M_H$

$$R_{H1}+R_{H2}=F_{t10}$$

$$F_{t10}L_1=R_{H1}L$$

联立式，得：

$R_{H1}=7839.93 \text{ N}$ ,  $R_{H2}=7908.60 \text{ N}$

轴承内部的附加力  $F_{S1}$ 、 $F_{S2}$

$$F_{S1} = \frac{R_{H1}}{2Y} = \frac{7839.93}{2 \times 0.089} = 44204.55 \quad (5-21)$$

计算

$$F_{S2} = \frac{R_{H2}}{2Y} = \frac{7908.60}{2 \times 0.089} = 44591.75 \quad (5-22)$$

轴承的轴向力  $F_{a1}$ 、 $F_{a2}$

由于  $F_{a10} + F_{S2} > F_{S1}$

故左侧轴承被放松，右侧被压紧

$$F_{a1} = F_{a10} + F_{S2} = 9119.32 + 44591.75 = 53711.07 \text{ N} \quad (5-23)$$

$$F_{a2} = F_{S2} = 44591.75 \text{ N} \quad (5-24)$$

求当量动载荷：

查《机械设计手册》得： $C_r=32.2\text{KN}$ ， $C_{r0}=37\text{KN}$

查的  $e=0.333$

根据  $F_a/F_r$

查的轴承  $X=0.4$ 。

当量动载荷计算公式（只计算载荷最大的轴承）：

$$P_r = f_p(XF_{r10} + YF_{1.210}) = 1.2 \times (0.4 \times 6623.64 + 0.089 \times 53711.07) = 8894.93 \quad (5-25)$$

轴承寿命计算公式为：

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

式中： $\varepsilon$ 为寿命系数，对滚子轴承 $\varepsilon = \frac{10}{3}$ ；

$n$ 为转速， $336.50 \text{ r/min}$ ；

所以：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^\varepsilon$$

$L_h=3608 \text{ h}$ 。

圆锥滚子轴承 302/32 的  $C_r=68.8\text{KN}$ ， $C_{r0}=82.2\text{KN}$ ， $e=0.368$ ， $Y=0.098$

计算轴承寿命

求水平面内支反力  $R_{H1}$ 、 $R_{H2}$  和弯矩  $M_H$

$$R_{H1} + R_{H2} = F_{t9}$$

$$F_{t9}L_1 = R_{H1}L$$

联立式，得：

$$R_{H1}=8104.03 \text{ N}, R_{H2}=6863.37 \text{ N}$$

轴承内部的附加力  $F_{S1}$ 、 $F_{S2}$

$$F_{S1} = \frac{R_{H1}}{2Y} = \frac{8104.03}{2 \times 0.098} = 41242.14 \quad (5-26)$$

计算

$$F_{S2} = \frac{R_{H2}}{2Y} = \frac{6863.37}{2 \times 0.098} = 34928.30 \quad (5-27)$$

轴承的轴向力  $F_{a1}$ 、 $F_{a2}$

由于  $F_{a7}+F_{S2} > F_{S1}$

故左侧轴承被放松，右侧被压紧

$$F_{a1}=F_{a7}+F_{S2}=10358.87 \text{ N}$$

$$F_{a2}=F_{S2}=2008.82 \text{ N}$$

$$F_{a1}=F_{a9}+F_{S2}=8667.00 + 34928.30 = 43595.30 \text{ N} \quad (5-28)$$

$$F_{a2}=F_{S2}=34928.30 \text{ N} \quad (5-29)$$

求当量动载荷：

查《机械设计手册》得： $C_r=68.8\text{KN}$ ， $C_{r0}=82.2\text{KN}$

查的  $e=0.368$

根据  $F_a/F_r$

查的  $X=0.4$ 。

当量动载荷计算公式（只计算载荷最大的轴承）：

$$P_r = f_p(XF_{r9} + YF_{1.29}) = 1.2 \times (0.368 \times 6295.11 + 0.098 \times 43595.30) = 8161.51 \quad (5-30)$$

轴承寿命计算公式为：

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



式中： $\varepsilon$ 为寿命系数，对滚子轴承 $\varepsilon = \frac{10}{3}$ ；

$n$ 为转速，204.30 r/min；

所以：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^\varepsilon$$

$L_h=99456$  h。

## 6 同步器设计

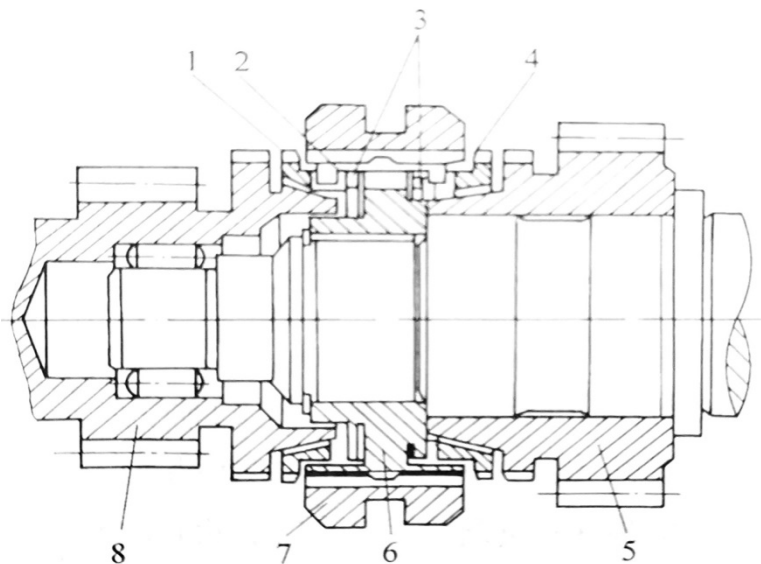
### 6.1 同步器的设计选用

同步器有常压式、惯性式和惯性增力式三种。其中惯性式同步器能做到换挡时，两换挡元件之间的角速度达到完全相等之后再换挡，很好的完成了同步器的功能以及实现了对同步器的基本要求，故惯性式同步器得到了广泛应用。

惯性式同步器按结构又分为：锁销式、锁环式和滑块式等几种，它们的结构不同，但它们都有摩擦元件、锁止元件和弹性元件。

锁环式同步器具有工作可靠、零件耐用等优点，主要用于乘用车变速器，故本次设计中选用锁环式同步器。

### 6.2 锁环式同步器结构组成及工作原理



1、4—锁环（同步锥环） 2—滑块 3—弹簧圈

5、8—齿轮 6—啮合套座 7—啮合套

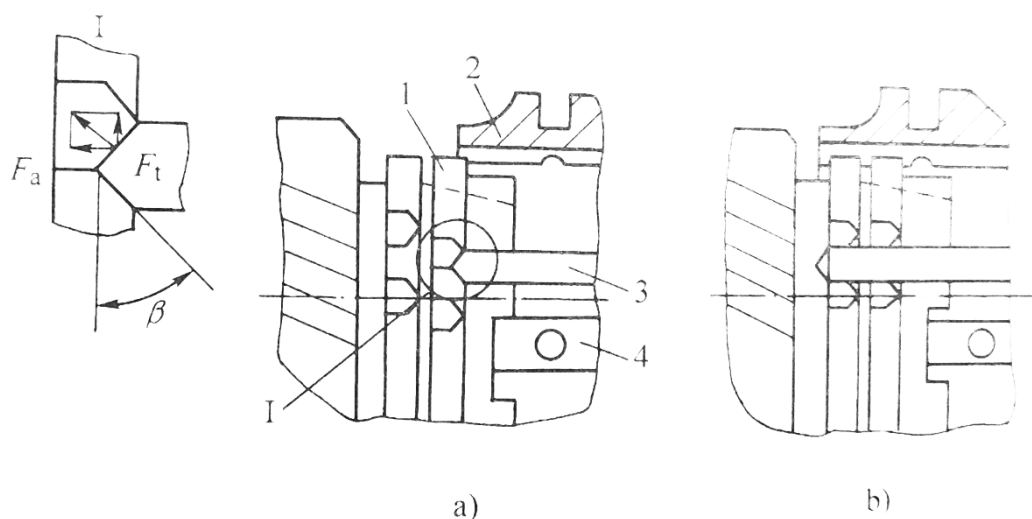
图 6-1 锁环式同步器

#### （1）锁环式同步器结构

如图 6-1 所示，锁环式同步器的摩擦元件在锁环 1 或 4 和齿轮 5 或 8 凸肩部分的锥形斜面上。锁止元件在锁环 1 或 4 上的齿和做在啮合套 7 上齿的端部，且端部均为斜面称为锁止面。弹性元件是啮合套座两侧的弹簧圈。弹簧圈将置于啮合套座花键上中部呈凸起状的滑块压向啮合套。在不换挡的中间位置，滑块凸起部分嵌入啮合套中部的内环槽中，使同步器用来换挡的零件保持在中立位置上。

滑块两端伸入锁环缺口内，缺口的尺寸比滑块宽一个接合齿。

## (2) 锁环式同步器工作原理



a) 同步器锁止位置 b) 同步器换挡位置

1-锁环（同步器锥环） 2-啮合套 3-啮合套上的接合齿 4-滑块

图 6-2 锁环式同步器工作原理

### ①换挡第一阶段

换挡时，沿轴向作用在啮合套上的换挡力，推动啮合套并带动滑块和锁环移动，直至锁环锥面与被接合齿轮上的锥面接触为止。之后，因作用在锥面上的法向力与两锥面之间存在角速度差 $\Delta\omega$ ，致使在锥面上有摩擦力矩，它使锁环相对啮合套和滑块转过一个角度，并由滑块予以定位。啮合套的齿端与锁环齿端的锁止面接触（如图 5.2a 所示），使啮合套的移动受阻，同步器处在锁止状态，换挡的第一阶段完成。

### ②换挡第二阶段

换挡力将锁环继续压靠在锥面上，并使摩擦力矩增大，与此同时在锁止面处作用有与之方向相反的拨环力矩。齿轮与锁环的角速度逐渐接近，在角速度相等的瞬间，同步过程结束，完成了换挡过程的第二阶段。

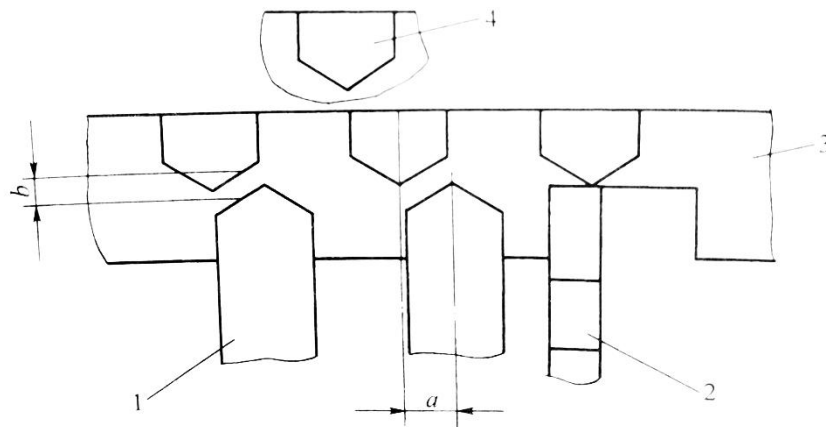
### ③换挡第三阶段

摩擦力矩随之消失，拨环力矩使锁环回位，两锁止面分开，同步器解除锁止状态，啮合套上的接合齿在换挡力的作用下通过锁环与齿轮上的接合齿啮合（如图 6-2b 所示），完成换挡。

### 6.3 锁环式同步器主要尺寸的确定

#### (1) 接近尺寸 $b$

图 6-3 中的  $b$  即为接近尺寸,  $b$  应大于零, 一般取  $b=0.2\sim 0.3\text{mm}$ 。本次设计取  $b=0.2\text{mm}$ 。



1-啮合套接合齿 2-滑块 3-锁环 4-齿轮接合齿

图 6-3 接近尺寸和分度尺寸

#### (2) 分度尺寸 $a$

图 5.3 中的  $a$  即为同步器分度尺寸,  $a$  等于  $1/4$  接合齿齿距。

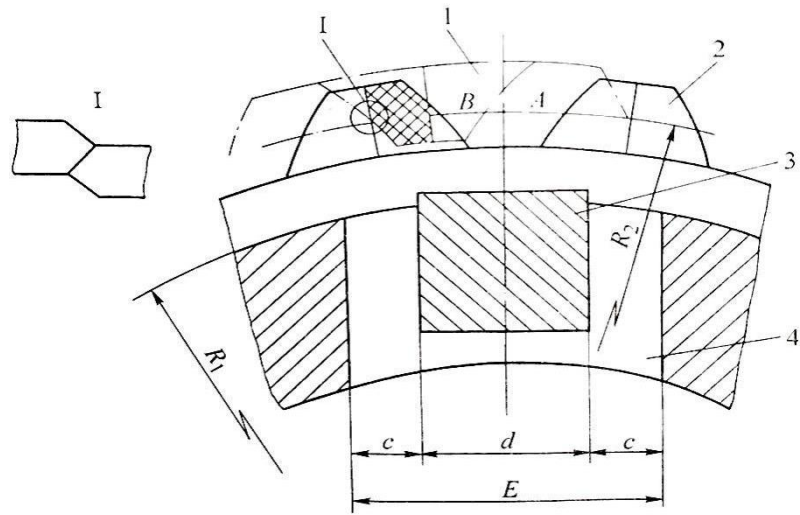
#### (3) 滑块转动距离 $c$

如图 5.4 所示,  $E=d+2c$ , 其中  $E$  为缺口宽度尺寸,  $d$  为滑块宽度,  $c$  为滑块转动距离。

滑块转动距离  $c$  与接合齿齿距  $t$  的关系为:

$$c \approx \frac{R_1 t}{4R_2} \quad (6-1)$$

式中:  $R_1$  为锁环缺口外直径,  $R_2$  为接合齿分度圆半径, 如图 6-4 所示。



1-啮合套 2-锁环 3-滑块 4-锁环缺口

图 6-4 滑块转动距离

#### (4) 滑块端隙

如图 6-5 所示，滑块端面与锁环缺口断面间的间隙为滑块端隙 $\delta_1$ ，啮合套端面和锁环端面的间隙为 $\delta_2$ ，锁环端面与齿轮接合齿端面的间隙 $\delta_3$ 称为后备行程。

通常取 $\delta_1 = 0.5\text{mm}$ 左右， $\delta_3 = 1.2\sim 2.0\text{mm}$ ，并且要求 $\delta_2 > \delta_1$ 。

空挡时，锁环锥面的轴向间隙在  $0.2\sim 0.5\text{mm}$  之间。

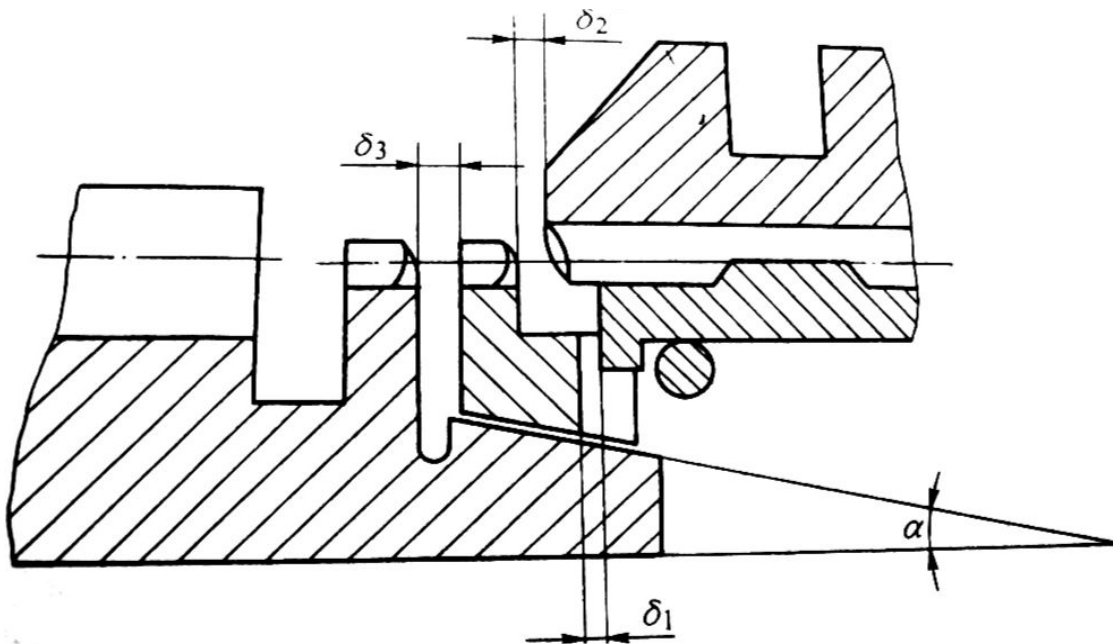


图 6-5 滑块端隙

## 6.4 同步器主要参数的确定

### (1) 摩擦因数 $f$

摩擦因数与选用的材料、工作面的表面粗糙度和润滑油种类等有关。同步环须具有足够的强度和硬度，同时要保证其耐磨性能良好，故选用黄铜合金制造。

黄铜合金和钢材组成的摩擦副在油中工作的摩擦因数为 0.1。

摩擦因数在换挡时具有非常重要的作用，摩擦因数大，则换挡省力，换挡时间缩短，因此要保证摩擦面之间具有足够的摩擦因数。

### (2) 同步环主要尺寸的确定

#### ①同步环锥面上的螺纹槽

假如螺纹槽螺线的顶部设计的窄些，那么刮去存在于摩擦锥面之间的油膜效果好，但是顶部宽度过窄则会影响接触面压强，导致磨损加快。

一般轴向泄油槽为 6~12 个，槽宽 3~4mm。

#### ②锥面半锥角 $\alpha$

摩擦锥面半锥角  $\alpha$  越小，摩擦力矩越大。当  $\alpha$  过于小时，则会产生自锁现象，为了避免自锁现象，需保证  $\tan\alpha \geq f$ 。

通常取  $\alpha = 6^\circ \sim 8^\circ$ ，但是当  $\alpha = 6^\circ$  时，摩擦力矩较大，如果锥面的表面粗糙度控制不严格，则会出现粘住和咬住的可能；当  $\alpha = 7^\circ$  时就很少出现咬住现象。本次设计取  $\alpha = 7^\circ$ 。

#### ③摩擦锥面平均半径 $R$

$R$  设计的越大，摩擦力矩越大。但  $R$  受结构限制，不能取大。原则上在可能的条件下， $R$  尽可能取大些。

#### ④锥面工作长度 $b$

设计时可根据式计算：

$$b = \frac{M_m}{2\pi p/R^2} \quad (6-2)$$

式中： $p$ —摩擦面的许用应力，对黄铜与钢的摩擦副， $p \approx 1.0 \sim 1.5 \text{MPa}$ ；

$M_m$ —摩擦力矩；

$f$ —摩擦因数；

$R$ —摩擦锥面的平均半径。

### ⑤同步环径向厚度

同步环径向厚度受结构布置的限制，故不能取很厚，但必须保证同步环具有足够的强度。

#### (3) 锁止角 $\beta$

锁止角  $\beta$  的选取受摩擦因数  $f$ 、锥面平均半径  $R$  以及锁止面平均半径和锥面半锥角  $\alpha$  的影响。

锁止角的选取范围为  $26^\circ \sim 42^\circ$ 。

#### (4) 同步时间 $t$

同步器工作时，要求同步时间越短越好。对于乘用车变速器，高挡时选取  $0.15 \sim 0.30\text{s}$ ，低挡时选取  $0.50 \sim 0.80\text{s}$ 。

#### (5) 转动惯量的计算

先求得各个零件的转动惯量，之后按照要求变换到被同步的零件上。假如零件已经存在，可用扭摆法测得转动惯量；倘若零件尚未制成，可以分解零件至标准的几何体，然后用数学公式求得转动惯量。

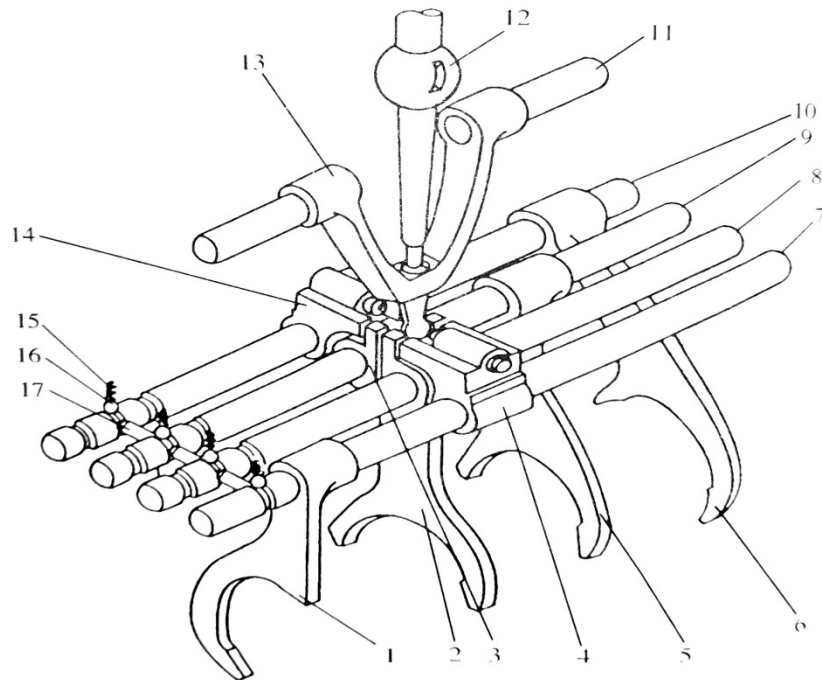
## 7 变速器操纵机构的设计

根据汽车具体的行驶状况，驾驶员通过利用变速器的操纵机构来实现选挡、换挡以及退到空挡的操作。

变速器的操纵机构要满足以下几个条件：

- ①换挡时只能挂上一个档位；
- ②换挡后齿轮在全齿长上啮合；
- ③防止自动脱挡或者自动挂挡，防止误挂倒挡；
- ④保证换挡轻便，利于驾驶。

常见的机械式变速器操纵机构主要组成零件有变速杆、拨块、拨叉、变速叉轴以及互锁、自锁和倒挡锁装置，如图 7-1 所示。



- 1-5、6 挡拨叉；2-3、4 挡拨叉；3-1、2 挡拨块；4-5、6 挡拨块；  
5-3、4 挡拨叉；6-倒挡拨叉；7-5、6 挡拨叉轴；8-3、4 挡拨叉轴；  
9-1、2 挡拨叉轴；10-倒挡拨叉轴；11-换挡轴；12-变速杆；13-叉形拨杆；  
14-倒挡拨块；15-自锁弹簧；16-互锁弹簧；17-互锁柱销

图 7-1 某 6 档变速器操纵机构示意图

如图 7-1 所示，若想挂入一档，横向摆动变速杆使叉形拨杆下端的球头深入拨块 3 顶部的凹槽中，再纵向摆动变速杆使拨块 3 连同拨叉轴 9 和拨叉 5 沿纵向



向后移动一定距离，便可挂入一档；若向前移动一段距离，则挂入二挡。当使叉形拨杆下端的球头深入拨块 14 的凹槽中，并使其向前移动一段距离时，即可挂入倒挡。

## 8 变速器箱体设计

变速器壳体尺寸和质量不仅要小，而且要保证其有足够的刚度，以确保轴和轴承可以正常工作。变速器横向断面尺寸要保证能布置下齿轮，同时为了变速器可以正常工作，在设计时应当注意到壳体侧面的内壁与转动齿轮齿顶之间的间隙，一般为5~8mm，否则由于增加了润滑油的液压阻力，会导致产生噪声和使变速器过热。本设计内壁与转动齿轮齿顶之间取8mm，然由于变速器选用的是图1-2f所示的倒挡形式，故变速箱的宽度，需确定倒挡轴倒挡齿轮的具体位置后，才能进行确定，这将在变速器装配图中的左视图中体现。

为减少质量，变速器壳体采用压铸铝合金铸造时，壁厚取3.5~4.0mm。采用铸铁壳体时，壁厚取5.0~6.0mm。增加变速器壳体的壁厚，虽然提高了壳体的刚度以及强度，但同时会使壳体的质量加大，并使材料的消耗增加，提高了成本。本次设计使用压铸铝合金铸造，壁厚取4mm。

同时在齿轮齿顶到变速器底部之间的间隙保持在15mm及其以上。为了减小变速器体积，此处间隙取最小极限值15mm，在齿轮齿顶到变速器顶部部之间，安装有拨叉轴，为了使变速器在不影响工况的情况下更加紧凑，齿轮齿顶到拨叉轴的间距取为35mm，拨叉轴到箱壁的间距取为15mm，拨叉轴直径为15mm。

在壳体上设计中，加入加强肋的目的是为了增强变速器壳体的刚度。加强肋的方向与轴支承处的作用力方向有关。变速器壳壁设计中，不利于吸收齿轮噪音和振动的平面是不能存在的。在铸造变速器壳体时，可以加入措施，使变速器壳体刚度增加、总成噪声降低。

放油孔和注油孔在变速器壳体上是不可或缺的一部分。而注油孔和放油孔的位置不同，注油孔具有检查油面高度的作用设计在润滑油所在的平面；放油孔为了实现其作用，设计在壳体的最低处。同时，放油螺塞还要有吸住残留在润滑油内的金属残渣的作用，故选用永久磁性螺塞。

## 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.