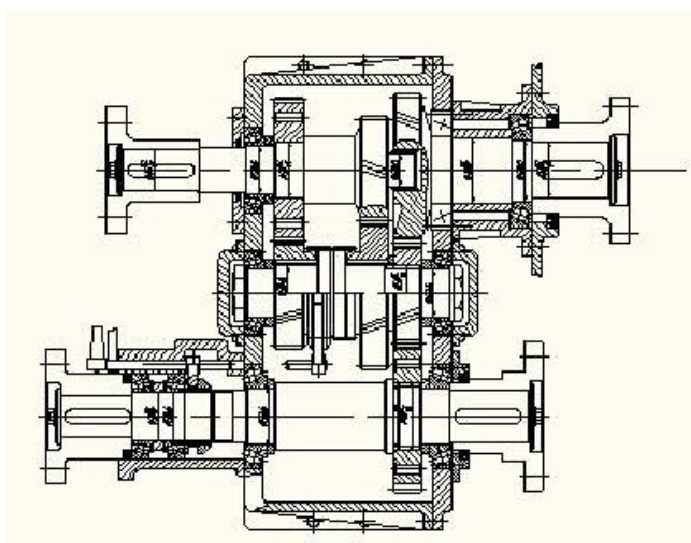




安徽科技学院

机电与车辆工程学院毕业设计（论文）



题 目： 汽车分动器设计
专 业： 车辆工程
班 级： 09 级 1 班
姓 名： _____
学 号： _____
指导教师： 李 进
日 期： 2013 年 6 月 5 日

汽车分动器设计

摘 要：在多轴驱动的汽车上，为了将输出的动力分配给各驱动桥设有分动器。越野汽车在良好道路行驶时，为减小功率消耗及传动系机件和轮胎磨损，一般要切断通后桥动力。本设计基于哈弗 2.0L 都市版主要参数，主要说明了越野车三轴式分动器的设计和计算过程，设计部分较详细的叙述了分动器的设计过程，选择结构方案、主要参数、齿轮设计、轴设计。计算部分分为中心距，传动比的计算，齿轮和轴的校核。

关键词：分动器 高低档 齿轮传动

目录

引言.....	0
1 分动器概况及现状分析	0
1.1 概况.....	0
1.2 现状分析	0
2 分动器结构的确定及主要参数的计算	1
2.1 设计所依据的主要技术参数.....	1
2.2 零部件结构方案分析.....	1
2.2.1 齿轮形式	1
2.2.2 结构示意图	1
2.3 挡数及传动比.....	1
2.4 中心距 A 确定.....	3
3 齿轮的设计及校核	4
3.1 模数的确定.....	4
3.2 压力角 α	4
3.3 螺旋角 β 的确定.....	4
3.4 齿宽.....	5
3.5 齿顶高系数.....	5
3.6 各档齿轮齿数的确定.....	5
3.6.1 低速档齿轮副齿数的确定.....	5
3.6.2 对中心距进行修正.....	6
3.6.3 确定其他齿轮的齿数.....	6
3.7 齿轮的变位.....	7
3.8 齿轮的校核.....	9
3.8.1 计算扭矩 T 的确定.....	9
3.8.2 轮齿的弯曲应力.....	10
3.8.3 轮齿接触应力.....	13
4 轴的设计与校核	14
4.1 轴的失效形式及设计准则.....	14
4.2 轴的尺寸初选.....	14
4.3 轴的结构设计.....	15
4.4 啮合套的设计	17
4.5 轴的强度计算	17
4.5.1 轴的受力计算.....	17
4.5.2 轴的刚度计算.....	18
4.5.3 轴的强度计算.....	20
5 变速器同步器及结构元件设计	23
5.1 同步器设计.....	23
5.1.1 同步器的功用及分类.....	23
5.1.2 惯性式同步器.....	23
5.1.3 锁环式同步器主要尺寸的确定.....	24
5.1.4 主要参数的确定.....	24
5.2 分动器箱体.....	25

致谢.....	26
参考文献.....	27

引言

多轴驱动的汽车都装用分动器,用于传递和分配动力至各驱动桥,兼作副变速器之用。常设两个档,低档和高档。为了不使后驱动桥超载常设联锁机构,使只有结合前驱动桥以后才能挂上低档,用于克服汽车在坏路面上和无路地区的较大行程阻力及获得最低稳定车速。高档为直接档或亦为减速档。分动器的功用就是将变速器输出的动力分配到各驱动桥,并且进一步增大扭矩,是越野车汽车传动系中不可缺少的传动部件,它的前部与汽车变速箱联接,将其输出的动力经适当变速后同时传给汽车的前桥和后桥,此时汽车全轮驱动,可在冰雪、泥沙和无路的地区地面行驶。大多数分动器由于要起到降速增矩的作用而比变速箱的负荷大,所以分动器中的常啮齿轮均为斜齿轮,轴承也采用圆锥滚子轴承支承。

1 分动器概况及现状分析

1.1 概况

分动器有以下几种类型:

1) 分时四驱 (Part-time 4WD)

这是一种驾驶者可以在两驱和四驱之间手动选择的四轮驱动系统,由驾驶员根据路面情况,通过接通或断开分动器来变化两轮驱动或四轮驱动模式,这也是一般越野车或四驱 SUV 最常见的驱动模式。最显著的优点是可根据实际情况来选取驱动模式,比较经济。

(2) 全时四驱 (Full-time 4WD)

这种传动系统不需要驾驶人选择操作,前后车轮永远维持四轮驱动模式,行驶时将发动机输出扭矩按 50:50 设定在前后轮上,使前后排车轮保持等量的扭矩。全时驱动系统具有良好的驾驶操控性和行驶循迹性,有了全时四驱系统,就可以在铺覆路面上顺利驾驶。但其缺点也很明显,那就是比较废油,经济性不够好。而且,车辆没有任何装置来控制轮胎转速的差异,一旦一个轮胎离开地面,往往会使车辆停滞在那里,不能前进。

(3) 适时驱动 (Real-time 4WD)

采用适时驱动系统的车辆可以通过电脑来控制选择适合当下情况的驱动模式。在正常的路面,车辆一般会采用后轮驱动的方式。而一旦遇到路面不良或驱动轮打滑的情况,电脑会自动检测并立即将发动机输出扭矩分配给前排的两个车轮,自然切换到四轮驱动状态,免除了驾驶人的判断和手动操作,应用更加简单。

1.2 现状分析

第一个自动变速器是 1914 年奔驰公司最先推出,克莱斯勒 1914 推出了带液力耦合器的四速半自动变速器。分动器已经发展到第五代:第一代的分动器基本上为分体结构,直齿轮传动、双换档轴操作、铸铁壳体;第二代分动器虽然也是分体结构,但已改为全斜齿齿轮传动、单换档轴操作和铝合金壳体,一定程度上提高了传动效率、简便了换档、降低了噪音与油耗;第三代分动器增加了同步器,使多轴驱动车辆具备在行进中换档的功能;第四代分动器的重

大变化在于采用了联体结构以及行星齿轮加链传动,从而优化了换挡及大大提高了传动效率和性能;第五代分动器壳体采用压铸铝合金材料、齿型链传动输出,其低挡位采用行星斜齿轮机构,使其轻便可靠、传动效率高、操纵简单、结构紧凑、噪音更低.

2 分动器结构的确定及主要参数的计算

2.1 设计所依据的主要技术参数

表 2.1 哈弗 2.0L 主要参数

最高转速	5600	轮胎规格	225/65 R17
最高车速	140km/h	整备质量	1688kg
功率	110kw	最大功率转速	5600r/min
发动机最大扭矩	210N•m	最大扭矩转速	4500r/min
变速器传动比	$i_{gl} = 3.4$ $i_{gh} = 0.856$	轴距	2725

2.2 零部件结构方案分析

2.2.1 齿轮形式

齿轮分为直齿圆柱齿轮和斜齿圆柱齿轮两种。与直齿圆柱齿轮比较,斜齿圆柱齿轮有使用寿命长、运转平稳、工作噪声低等优点;缺点是制造时稍有复杂,工作时有轴向力,这对轴承不利。分动器中的常啮合齿轮均采用斜齿圆柱齿轮.

2.2.2 结构示意图

如图所示

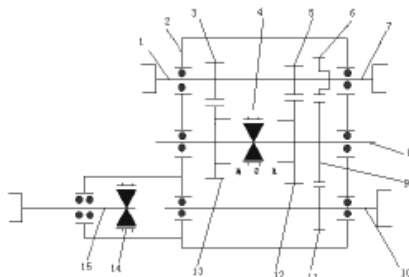


图 2.1 分动器结构简图

1. 输入轴 2. 分动器壳 3. 输入轴高速档齿轮 4. 换挡结合套 5. 输入轴低速档齿轮 6. 输入轴常啮合齿轮 7. 后桥输出轴 8. 中间轴 9. 中间轴常啮合齿轮 10. 中桥输出轴 11. 中桥输出齿轮 12. 中间轴低速档齿轮 13. 中间轴高速档齿轮 14. 前桥结合套 15. 前桥输出轴

2.3 挡数及传动比

主减速比的计算:

$$\begin{aligned}
i_0 &= \frac{0.377 \cdot n_p \cdot r_r}{v_{a \max} \cdot i_{gh}} \\
i_0 &= \frac{0.377 \times 5600 \times 0.362}{0.856 \times 140} \\
&= 6.377
\end{aligned} \tag{2.1}$$

其中根据轮胎规格 225/65 R17 得轮胎半径 $r_r = 0.4318 \div 2 + 0.225 \times 0.65 = 0.362$

根据驱动车轮与路面的附着条件确定传动比：

$$\frac{T_{e \max} i_{gl} \eta_T}{r_r} \leq G_2 \varphi \tag{2.2}$$

为了增强汽车在不好道路的驱动力，目前，四驱车一般用 2 个档位的分动器，分为高档和低档。本设计也采用 2 个档位。

选择最低档传动比时，应根据汽车最大爬坡度、驱动轮与路面的附着力、汽车的最低稳定车速以及主减速比和驱动轮的滚动半径等来综合考虑、确定。

汽车爬陡坡时车速较低，所以可以忽略掉空气阻力，则最大驱动力用于克服轮胎与路面间的滚动阻力及爬坡阻力。故有

$$\frac{T_{e \max} i_{gl} i_o i_{fd} k \eta_t}{r_r} \geq m g (f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) = m g \psi_{\max} \tag{2.3}$$

则由最大爬坡度要求的分动器低档传动比：

$$i_{fd} \geq \frac{m g \psi_{\max} r_r}{T_{e \max} i_{gl} i_o \eta^k} \tag{2.4}$$

式中， m ——汽车总质量；

g ——重力加速度；

$\psi_{\max}$ ——道路最大阻力系数；

r_r ——驱动轮的滚动半径；

$T_{e \max}$ ——发动机最大转矩；

i_o ——主减速比；

η ——汽车传动系的传动效率；

k ——前后轮转矩分配比；

$$\begin{aligned}
i_{fd} &\geq \frac{mg(f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max})r_r}{T_{e\max} i_o i_{gl} k \eta_T} \\
&= \frac{1960 \times 9.8 \times (0.018 \times 0.928 + 0.371) \times 0.362}{210 \times 6.377 \times 3.4 \times 0.4} \\
&= 1.645
\end{aligned}$$

求得变速器一档传动比为：

$$i_{fd} \geq 1.645$$

根据满足不产生滑转条件，即用一档发出最大驱动力时，驱动轮不产生滑转现象。公式表示如下：

$$\frac{T_{e\max} i_o i_{gl} i_{fd} k \eta_T}{r} \leq G_2 \varphi \quad (2.5)$$

式中， G_2 ——汽车满载静止于水平路面时驱动桥给路面的载荷；

φ ——路面的附着系数，计算时取 $\varphi = 0.5 \sim 0.6$

$$\begin{aligned}
i_{gl} &\leq \frac{G_2 \varphi r}{T_{e\max} i_o i_{gl} k \eta_T} \\
&= \frac{1960 \times 9.8 \times 0.6 \times 0.362}{210 \times 6.377 \times 3.4 \times 0.4 \times 0.9} \\
&= 2.545
\end{aligned}$$

通过以上计算可得到 $1.645 < i_{fd} < 2.545$ ，在本设计中，取 $i_{fd} = 2.4$ 。

取高档传动比 $i_{fg} = 1.08$ 。

2.4 中心距 A 确定

将中间轴与第二轴之间的距离称为中心距 A 。它是一个基本参数，其大小不仅对分动器的外形尺寸、体积质量大小，而且对轮齿的接触强度有影响。中心距越小，齿轮的接触应力越大，齿轮寿命越短。因此，最小允许中心距应当由保证轮齿有必要的接触强度来确定。分动器的轴经轴承安装在壳体上，从布置分动器的可能与方便和不因同一垂直面上的两轴承孔之间的距离过小而影响壳体的强度考虑，要求中心距取大些。还有，分动器中心取得过小，会使分动器长度增加，并因此使轴的刚度被削弱和使齿轮的啮合状态变坏。

中心距对变速器的尺寸及质量有直接影响，所选的中心距、应能保证齿轮的强度。三轴式变速器的中心距 $A(\text{mm})$ 可根据对已有变速器的统计而得出的经验公式初定：

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{el\max}} \quad (2.6)$$

式中， K_A —中心距系数。对轿车， $K_A = 8.9 \sim 9.3$ ；对货车， $K_A = 8.6 \sim 9.6$

$T_{el\max}$ —变速器处于一档时的输出扭矩

$$T_{el\max} = T_{e\max} i_{gl} \eta = 210 \times 3.4 \times 0.9 = 642.6 N \cdot m$$

故由 (2.6) 可得出初始中心距： $A = K_A \sqrt[3]{T_{el\max}} = (76.80 \sim 80.25) mm$

为检测方便，圆整中心距 $A = 80 mm$ 。

3 齿轮的设计及校核

各挡位齿轮在分动器中的位置安排，考虑到齿轮的受载状况。承受载荷大的低挡齿轮，安置在离轴承较近的方，以减小轴的变形，使齿轮的重叠系数不致下降过多。分动器齿轮主要是因接触应力过高而造成表面点蚀损坏，因此将高档齿轮安排在离两支承较远处。该处因轴的变形而引起齿轮的偏转角较小，故齿轮的偏载也小。

3.1 模数的确定

齿轮模数是一个重要参数，并且影响它的选取因素又很多，如齿轮的强度、质量、噪声、工艺要求、载荷等。决定齿轮模数的因素有很多，其中最主要的是载荷的大小。从加工工艺及维修等观点考虑，同一齿轮机械中的齿轮模数不宜过多。分动器齿轮模数的范围如表 3.1

表 3.1 汽车变速器齿轮的法向模数 m_n

车 型		乘用车的发动机排量 V/L				货车的最大总质量 m_a/t			
		1.0 > V ≤ 1.6		1.6 < V ≤ 2.5		6.0 ≤ m_n ≤ 14.0		m_n ≥ 14.0	
模数 m_n/mm		2.25~2.75		2.75~3.00		3.50~4.50		4.5~6.00	
一系列	1.00	1.25	1.5	2.00	2.50	3.00	4.00	5.00	6.00
二系列	1.75	2.25	2.75	3.25	3.50	3.75	4.50	5.50	—

所选模数应符合国家标准 GB/T1357—1987 的规定，。接合齿和啮合套多采用渐开线齿形。由于工艺上的考虑，同分动器中的结合齿采用同一模数。其选取的范围是：轿车及轻、中型货车为 2~3.5；重型货车为 3.5~5。选取较小模数并增多齿数有利于换挡，所以初选齿轮模数为 3。

3.2 压力角 α

压力角较小时,重合度大，传动平稳，噪声低；较大时可提高轮齿的抗弯强度和表面接触强度。对轿车，为加大重合度并降低噪声,取小些；对货车，为提高齿轮承载力,取大些。国家规定的标准压力角为 20° ，所以本设计中分动器齿轮压力角取 20° 。

3.3 螺旋角 β 的确定

选取斜齿轮的螺旋角，应该注意它对齿轮工作噪声、轮齿的强度和轴向力有影响。螺旋

角应选择适宜,太小时发挥不出斜齿轮的优越性,太大又会使轴向力过大.轿车变速器齿轮应采用较大螺旋角以提高运转平稳性,降低噪声。

初选啮合套或同步器取 30° ; 斜齿轮螺旋角 25° 。

3.4 齿宽

齿轮宽度大,承载能力高。但齿轮受载后,由于齿向误差及轴的挠度变形等原因,沿齿宽方向受力不均匀,因而齿宽不宜太大。通常可以根据齿轮模数来选择齿宽 b 。

$$b = k_c m_n \quad (3.1)$$

式中: k_c — 齿宽系数,直齿轮取 $k_c = 4.4 \sim 7.0$,斜齿轮取 $k_c = 7.0 \sim 8.6$;

m_n — 法面模数。

齿宽可根据下列公式初选:直齿轮 $b = (4.5 \sim 8.0)m$,斜齿轮 $b = (7.0 \sim 8.6)m$ 。

综合各个齿轮的情况,均为斜齿轮:

设计 $b = 3 \times (7.0 \sim 8.6) = 21 \sim 25.8$,齿宽均选为 $24mm$ 。

3.5 齿顶高系数

齿顶高系数对重合度、轮齿强度、工作噪声、轮齿相对滑动速度、轮齿根切和齿顶厚度等有影响.若齿顶高系数小,则齿轮重合度小,工作噪声大;但因轮齿受到的弯矩减小,轮齿的弯曲应力也减少。因此,从前因齿轮加工精度不高,并认为轮齿上受到的载荷集中齿顶上,所以曾采用过齿顶高系数为 $0.75 \sim 0.80$ 的短齿制齿轮。

在齿轮加工精度提高以后,包括我国在内,规定齿顶高系数取为 1.00 。为了增加齿轮啮合的重合度,降低噪声和提高齿根强度,有些变速器采用齿顶高系数大与 1.00 的细高齿。

本设计取为 $f_0 = 1.0$ 。

3.6 各档齿轮齿数的确定

3.6.1 低速档齿轮副齿数的确定

在初选中心距、齿轮模数和螺旋角以后,可根据档数、传动比和传动方案来分配各档齿轮的齿数。

$$\text{齿数和: } Z_n = z_1 + z_2 = \frac{2A \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \times 80 \times \cos 25^\circ}{3} = 48.34 \quad (3.2)$$

圆整取 $Z = 48$

$$i_{FD} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_4} = 2.4$$

根据经验数值,取 $z_4 = 19$, 则 $z_3 = 29$

通过比较可以得出 $z_1 = 19$, $z_2 = 29$ 时, $i_{\text{低}} = 2.32$, 与设计要求 2.4 最接近。

所以: $z_1 = 19$, $z_2 = 29$ 。

3.6.2 对中心距进行修正

因为计算齿数和 z_{Σ} 后, 经过取整数使中心距有了变化, 所以应根据取定的 z_{Σ} 和齿轮变位系数重新计算中心距 A , 再以修正后的中心距 A 作为各挡齿轮齿数分配的依据, 故中心距变为:

$$A = \frac{Z_n m_n}{2 \cos \beta} = \frac{48 \times 3}{2 \times \cos 25} \text{ mm} = 79.44 \text{ mm} \quad (3.3)$$

修正中心距, 取 $A = 79$ 。

重新确定螺旋角 β , 其精确值应为

$$\beta_{12} = \arccos \frac{m_n Z_n}{2A} = \arccos \frac{3 \times 48}{2 \times 79} = 24.30^\circ$$

下面根据方程组:

$$z_3 + z_4 = \frac{2A \cos \beta_{12}}{m_n} = \frac{2 \times 79 \times \cos 24.30^\circ}{3} = 48$$

$$\frac{z_3}{z_4} = i_{FD} \frac{z_1}{z_2} = 2.4 \times \frac{19}{29} = 1.57$$

确定常啮合齿轮副齿数分别为: $z_3 = 29$, $z_4 = 19$ 。

重新确定螺旋角 β , 其精确值为:

$$\beta_{34} = \arccos \frac{m_n Z_n}{2A} = \arccos \frac{3 \times 48}{2 \times 79} = 24.30^\circ$$

3.6.3 确定其他齿轮的齿数

齿轮 5 为后桥输出轴齿轮, 因此齿轮 5 与前桥输出轴齿轮 3 各参数应相同。高速档传动比 $i_{FG} = 1.08$

$$\frac{z_7}{z_6} = i_{\text{高}} \frac{z_4}{z_3} = 1.08 \times \frac{19}{29} = 0.708 \quad (3.4)$$

$$\frac{\tan \beta_{34}}{\tan \beta_{67}} = \frac{z_3}{z_3 + z_4} \left(1 + \frac{z_7}{z_6}\right) = \frac{29}{29 + 19} \times (1 + 0.708) = 1.032 \quad (3.5)$$

$$\beta_{67} = \tan^{-1} \frac{\tan 24.30^\circ}{1.032} = 23.63^\circ \quad (3.6)$$

$$z_6 + z_7 = \frac{2A \cos \beta_{67}}{m_n} = \frac{2 \times 79 \times \cos 24.63^\circ}{3} = 47.87, \text{ 取 } 48 \quad (3.7)$$

于是可得, $z_6 = 28$, $z_7 = 20$ 。

重新确定螺旋角 β , 其精确值为

$$\beta_{67} = \cos^{-1} \frac{m_n(z_6 + z_7)}{2A} = \cos^{-1} \frac{3 \times 48}{2 \times 79} = 24.30^\circ \quad (3.8)$$

3.7 齿轮的变位

齿轮 1、2 的各参数:

取模数 $m_n = 3$, 螺旋角 $\beta = 24.30^\circ$, 齿宽系数 $kc = 8$ 。

分度圆压力角: $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$

$$\alpha_t = 21.77^\circ$$

端面啮合角: $\cos \alpha_t' = \frac{a'}{A} \cos \alpha_t = \frac{79.44}{79} \cos 21.77^\circ$

$$\alpha_t' = 21.0^\circ$$

变位系数之和: $\xi_{n\Sigma} = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv} \alpha_t' - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n}$

$$\xi_{n\Sigma} = -0.1364$$

查表得 $\xi_{n1} = 0.05$, $\xi_{n2} = -0.0844$

$$y_n = \frac{A - A'}{m_n} = \frac{79 - 79.44}{3} = -0.1467$$

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.1364 + 0.1467 = 0.0103$$

分度圆直径: $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \times 19}{\cos 24.30^\circ} = 62.54 \text{ mm}$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \times 29}{\cos 24.30^\circ} = 95.45 \text{ mm}$$

节圆直径: $d_1' = 2Az_1 / Z_n = 2 \times 79 \times 19 / 48 = 62.54 \text{ mm}$

$$d_2' = 2Az_2 / z_n = 2 \times 79 \times 29 / 48 = 95.46 \text{ mm}$$

齿顶高:

$$h_{a1} = (h_a^* + \xi_{n1} - \Delta y_n) m_n = (1 + 0.05 - 0.0103) \times 3 = 3.12 \text{ mm}$$

$$h_{a2} = (h_a^* + \xi_{n2} - \Delta y_n) m_n = (1 - 0.0844 - 0.0103) \times 3 = 2.72 \text{ mm}$$

齿根高:

$$h_{f1} = (h_a^* + c_n^* - \xi_{n1}) m_n = (1 + 0.25 - 0.05) \times 3 = 3.6 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c_n^* - \xi_{n2}) m_n = (1 + 0.25 + 0.0844) \times 3 = 4.0 \text{ mm}$$

全齿高: $h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 6.72 \text{ mm}$

$$\text{齿顶圆直径: } d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 62.54 + 2 \times 3.12 = 68.78 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 95.45 + 2 \times 2.72 = 100.89 \text{ mm}$$

$$\text{齿根圆直径: } d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 62.54 - 2 \times 3.6 = 55.34 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 95.45 - 2 \times 4 = 87.45 \text{ mm}$$

当量齿数:

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos \beta^3} = 25.19^\circ$$

$$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos \beta^3} = 38.60^\circ$$

所有齿轮参数如表 3.2 所示

表 3-2 各齿轮基本参数

齿轮	高速档		低速档		常啮合	
齿轮齿数	输入轴 齿轮 6	中间轴齿 轮 7	输入轴 齿轮 1	中间轴 齿轮 2	输出轴 齿轮 3	中间轴 齿轮 4
	28	20	19	29	29	19
实际传动比 i	0.714		1.526		1.526	
螺旋角 β	24.30°		24.30°		24.30°	
法面模数 m_n (mm)	3		3		3	
法面齿顶高系数 h_{an}^*	1		1		1	
法面顶隙系数 c_n^*	0.25		0.25		0.25	
分度圆压力角 α_n	20°		20°		20°	
分度圆直径 d (mm)	92.16	65.83	62.54	95.45	95.45	62.54
中心距 A (mm)	79		79		79	
中心距变动系数	0		0		0	
齿顶高 h_a (mm)	2.72	3.12	3.12	2.72	2.72	3.12
齿根高 h_f (mm)	4	3.6	3.6	4	4	3.6
齿全高 h (mm)	6.72		6.72		6.72	
有效齿宽 b (mm)	24		34		34	
当量齿数 z_n	36.99	26.42	25.19	38.60	38.60	25.19

3.8 齿轮的校核

3.8.1 计算扭矩 T 的确定

分动器齿轮强度计算扭矩 T，应在比较两种不同载荷状况之后，选择确定。

第一种载荷状况是考虑自变速器传来的最大驱动扭矩 T_1 ；

$$T = T_{e\max} i_{\text{变}} \eta_{\text{变}} \quad (3.9)$$

式中： $T_{e\max}$ —发动机最大扭矩；

$i_{\text{变}}$ —变速器头档速比；

$\eta_{\text{变}}$ —变速器效率；

第二种载荷状况是考虑到保证驱动轮发出最大附着力矩所需的分动器输入扭矩 T_2 ；

在高档时：

$$T_2' = \frac{M_{\text{后附}}}{i_0 i_{\text{FG}} \eta_{\text{主}} \eta_{\text{分}}} \quad (3.10)$$

式中： $M_{\text{后附}}$ —后桥驱动时的最大附着力矩；

$$M_{\text{后附}} = G \times \varphi \times r；$$

G —满载时分配到前桥的重量；

φ —最大附着系数，0.5~0.6；

r —车轮滚动半径；

i_0 —主传动比；

i_{FG} —分动器高档传动比；

$\eta_{\text{主}}$ —主传动效率；

$\eta_{\text{分}}$ —分动器效率；

在低档时：

$$T_2'' = \frac{M_{\text{后附}}}{i_0 i_{\text{FD}} \eta_{\text{主}} \eta_{\text{分}}} \quad (3.11)$$

式中： $M_{\text{后附}}$ ——后桥驱动时的最大附着力矩；

$$M_{\text{后附}} = G \times \varphi \times r ;$$

G —满载时整车重量；

φ —最大附着系数，0.5 ~ 0.6；

r —车轮滚动半径；

i_0 —主传动比；

i_{FD} —分动器低档传动比；

$\eta_{\text{主}}$ —主传动效率；

$\eta_{\text{分}}$ —分动器效率；

若 $T_1 < T_2'$ (或 T_2'')，则说明自变速器传来的最大驱动扭矩不足以使驱动车轮发出最大附着扭矩，这时应选取 T_1 ，作为计算扭矩。

若 $T_1 > T_2'$ (或 T_2'')，则说明自变速器传来的最大驱动扭矩实际上是不能被利用的，这时应选取 T_2' (或 T_2'') 作为计算扭矩 (T_2' 用于计算高档齿轮， T_2'' 用于计算低档齿轮)。

$$\text{由式 (3. 14) 可得 } T_1 = T_1 i_{\text{变}} \eta_{\text{变}} = 210 \times 3.4 \times 0.9 = 685.44 N \cdot m$$

$$\text{由式 (3. 15) 可得 } T_2' = \frac{1960 \times 9.8 \times 0.6 \times 0.362 \times 0.362}{6.377 \times 2.4 \times 0.9 \times 0.96} = 148.27 N \cdot m$$

$$\text{由式 (3. 16) 可得 } T_2'' = \frac{1960 \times 9.8 \times 0.6 \times 0.362}{6.377 \times 2.4 \times 0.9 \times 0.96} = 315.50 N \cdot m \quad \text{所以高速档时 } T_2' \text{ 作为计}$$

算扭矩，低速档时 T_2'' 作为计算扭矩。

3. 8. 2 轮齿的弯曲应力

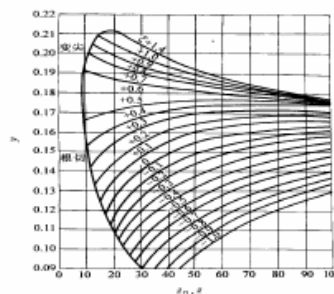


图 3. 1 齿形系数图

直齿轮弯曲应力公式为

$$\sigma_w = \frac{F_1 K_\sigma K_f}{bty} \quad (3.12)$$

式中: σ_w —弯曲应力 (MPa);

F_1 —圆周力(N), $F_1 = 2T_g/d$;

T_g —计算载荷 (N·m);

d —节圆直径(mm);

K_σ —应力集中系数, 可近似取 $K_\sigma = 1.65$;

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 $K_f = 0.9$;

b —齿宽 (mm);

t —端面齿距 (mm), $t = \pi m$;

m —模数;

y —齿形系数, 如图 3.1 所示

因为齿轮节圆直径 $d = mz$, 式中 z 为齿数, 所以将上述有关参数代入式后得

$$\sigma_w = \frac{2T_g K_\sigma K_f}{\pi m^3 z K_c y} \quad (3.13)$$

(2) 斜齿轮的弯曲应力公式为

$$\sigma_w = \frac{F_1 K_\sigma}{bty K_\epsilon} \quad (3.14)$$

式中: F_1 —圆周力 (N), $F_1 = 2T_g/d$;

T_g —计算载荷 (N·m);

d —节圆直径 (mm), $d = (m_n z) / \cos \beta$, m_n —法向模数 (mm), z —齿数, β —斜齿轮螺旋角($^\circ$);

K_σ —应力集中系数, $K_\sigma = 1.50$;

b —齿面宽 (mm);

t —法向齿距 (mm), $t = \pi m_n$;

y — 齿形系数, 可按当量齿数 $z_n = z / \cos^3 \beta$ 在图 4.1 中查得;

K_ε — 重合度影响系数, $K_\varepsilon = 2.0$.

将上述有关参数代入公式后, 可得到斜齿轮的弯曲应力公式为

$$\sigma_w = \frac{2T_g \cos \beta K_\sigma}{\pi z_n^3 y K_C K_\varepsilon} \quad (3.15)$$

对乘用车常啮合齿轮和高挡齿轮, 许用应力在 180 ~ 350MPa 范围, 对货车为 100 ~ 250MPa 范围. 当挂上低速档时传递的转矩最大, 因此只要校核低速档时的弯曲应力就可以了.

挂上低速档时: 输入轴传递的转矩即为变速器传来的转矩 T_2''

中间轴传递的转矩: $T_2 = T_2'' \times 29 / 20 = 481.55 N \cdot m$

输出轴转矩: $T_3 = T_2'' \times 29 / 20 = 734.99 N \cdot m$

低速档齿轮为斜齿轮, 所以应用弯曲应力公式 (3.15)

式中: y — 齿形系数. 由图 3.1 查得 $y_1 = 0.142$, $y_2 = 0.148$, $y_3 = 0.142$ $y_4 = 0.148$

通过以上的计算, 把各个参数代入公式 (3.15) 后得:

$$\begin{aligned} \sigma_{w1} &= \frac{2T_1 \cos \beta_{1-2} K_\sigma}{\pi z_1^3 y_1 K_C K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 315.5 \times 10^3 \times \cos 24.30^\circ \times 1.5}{3.14 \times 19 \times 3^3 \times 0.142 \times 8 \times 2.0} = 239.43 \text{MPa} \leq 180 \sim 350 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{w2} &= \frac{2T_2 \cos \beta_{1-2} K_\sigma}{\pi z_2^3 y_2 K_C K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 481.55 \times 10^3 \times \cos 24.85^\circ \times 1.5}{3.14 \times 29 \times 3^3 \times 0.148 \times 8 \times 2} = 226.15 \text{MPa} \leq 180 \sim 350 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{w3} &= \frac{2T_3 \cos \beta_{3-4} K_\sigma}{\pi z_3^3 y_3 K_C K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 734.99 \times 10^3 \times \cos 24.30^\circ \times 1.5}{3.14 \times 29 \times 3^3 \times 0.148 \times 8 \times 2} = 345.18 \text{MPa} \leq 180 \sim 350 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{w4} &= \frac{2T_2 \cos \beta_{3-4} K_\sigma}{\pi z_4^3 y_4 K_C K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 481.55 \times 10^3 \times \cos 24.30^\circ \times 1.5}{3.14 \times 19 \times 3^3 \times 0.148 \times 8 \times 2} = 345.18 \text{MPa} \leq 180 \sim 350 \text{MPa} \end{aligned}$$

同理可得高速档的齿轮的弯曲强度均合格。

3.8.3 轮齿接触应力

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (3.16)$$

式中： σ_j —轮齿接触应力(MPa)；

F —齿面上的法向力(N)， $F = F_t / (\cos \alpha \cos \beta)$ ， F_t 为圆周力(N)， $F_t = 2T_g / d$ ， T_g

为计算载荷(N.m)， d 为节圆直径(mm)， α 为节点处压力角(°)， β 为齿轮螺旋角(°)；

E —齿轮材料的弹性模量(MPa)， $E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$ ；

b —齿轮接触的实际宽度(mm)，斜齿轮用 $b / \cos \beta$ 代替；

ρ_z 、 ρ_b —主、从动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 主、从动齿轮节圆半径(mm)。

齿轮材料选为 40Cr，渗碳淬火处理，齿面硬度 52~68HRC，7 级精度。将作用在分动器输入轴上的载荷 $T_{e_{\max}}$ 作为计算载荷时，变速器齿轮的许用接触应力见表 3.3。

表 3.3 变速器齿轮的许用接触应力

齿轮	σ_j / 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

低档时受力分析

低档时输入轴受力：

$$F_1 = \frac{2T_2''}{d_1 \cos \alpha \cos \beta} = \frac{2 \times 315.5 \times 1000}{62.54 \times \cos 20^\circ \times \cos 24.30^\circ} \text{ N} = 11780.80 \text{ N}$$

低档时中间轴受力：

$$F_2 = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha \cos \beta} = \frac{2 \times 481.55 \times 10^3}{95.45 \times \cos 20^\circ \times \cos 24.3^\circ} \text{ N} = 1178146 \text{ N}$$

斜齿圆柱齿轮： $M_n=3$ ， $z_1=19$ ， $z_2=29$ ， $E=2.1 \times 10^5$ ， $d_1=62.54 \text{ mm}$ ， $d_2=95.45 \text{ mm}$

$$T_j = T_2'' = 315.50 \text{ N}$$

$$b = b / \cos^2 \beta = 3 \times 8 / \cos^2 24.30^\circ = 28.89 \text{ mm}$$

$$\rho_1 = r_1 \sin 20^\circ / \cos^2 \beta = \frac{d_1}{2} \sin 20^\circ / \cos^2 24.30^\circ = 12.88 \text{ mm}$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/755133321223011112>