



滨的学院

毕业设计（论文）

题 目	<u>金属带式无级变速器传动</u> <u>机构的设计</u>
系（院）	<u>机电工程系</u>
专 业	<u>车辆工程</u>
班 级	<u>2011级1班</u>
学生姓名	<u>胡志远</u>
学 号	<u>1114090712</u>
指导教师	<u>王志勇</u>
职 称	<u>助教</u>

二〇一五年六月二十日

独 创 声 明

本人郑重声明：所呈交的毕业设计(论文),是本人在指导老师的指导下,独立进行研究工作所取得的成果,成果不存在知识产权争议。据我所知,除文中已经注明引用的内容外,本设计(论文)不含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体均已在文中以明确方式标明。

本声明的法律后果由本人承担。

作者签名: _____

年 月 日

毕 业 设 计 (论 文) 使 用 授 权 声 明

本人完全了解滨州学院关于收集、保存、使用毕业设计(论文)的规定。

本人愿意按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版,同意学校保存学位论文的印刷本和电子版,或采用影印、数字化或其它复制手段保存设计(论文);同意学校在不以营利为目的的前提下,建立目录检索与阅览服务系统,公布设计(论文)的部分或全部内容,允许他人依法合理使用。

(保密论文在解密后遵守此规定)

作者签名: _____

年 月 日

金属带式无级变速器传动机构的设计

摘 要

在经济和科学技术迅速发展的今天，人们的生活水平得到了很大的提高，车辆作为人类使用最多的交通工具，其技术得到了很大的发展。变速器出现了很多种类，其中金属带式无极变速器就是一种新型的无级变速器，有很好经济性、动力性、舒适性等优点。适用于汽车的无级调速。

汽车市场发展需要和性能提升的基础上进行设计，通过对查阅国内外专家学者的文献以及市场需求和金属带式无级变速器的现状和发展趋势、基本结构、传动原理、性能特点能特点进行了了解。主要以其在轿车上的使用，设计金属带式无级变速器的传动机构，针对整个无级变速器的各级传动部分的传动方式进行详细的设计分析校核，包括主、从动带轮；主、从动锥盘；中间减速机构，使其耐用性能、加速性能、燃油性能以及排放性能都得到改善。

关键词：金属带；无级变速器；传动机构；中间减速机构

The design of CVT transmission mechanism

Abstract

The rapid development of economy and science and technology today, people's living standard has been greatly improved, most vehicles as vehicles for human use, the technology has been greatly developed. There have been many types of transmission, in which the metal belt CVT is a new type of continuously variable transmission, there is a good economy, power, comfort and so on. For automotive variable speed.

Design and development needs of the automotive market and the performance on the basis of market demand through literature and consult experts and scholars on the current situation and development trend of the metal belt type continuously variable transmission, the basic structure and transmission principle, the performance characteristics of the energy characteristics Learn. Mainly for its use in the car, the design of the metal belt-type continuously variable transmission, CVT transmission for the entire way at all levels of the transmission part of the detailed design analysis verification, including the main, driven pulley; master driven cone; intermediate reduction gear, making it durable performance, acceleration performance, fuel performance and emissions performance have been improved.

Keywords: Metal belt; CVT; transmission mechanism; main, driven cone; the counter deceleration mechanism

目 录

第一章 绪论	1
1.1 概述.....	1
1.1.1 金属带式无级变速器的发展.....	1
第二章 总体方案设计	2
2.1 金属带式无级变速器的基本组成.....	2
2.2 主要技术指标.....	4
2.2.1 基本参数.....	4
2.3 齿轮相关数据的计算.....	6
2.3.1 齿轮参数.....	6
2.3.2 各齿轮齿数及参数分配.....	7
2.4 滚动球键.....	14
第三章 齿轮校核	15
3.1 齿轮材料的选择原则.....	15
3.2 计算各轴的转矩.....	15
3.3 轮齿强度计算.....	15
3.3.1 齿面接触强度参数计算.....	15
3.3.2 齿面接触应力计算.....	21
3.3.3 轮齿弯曲强度计算.....	22
3.4 各齿轮受力计算.....	28
第四章 轴及其支撑件的校核	29
4.1 轴的工艺要求.....	29
4.2 轴的强度计算.....	29
4.2.1 初选轴的直径.....	29
4.2.2 轴的强度验算.....	30
4.3 轴承的选择及花键的可靠性分析.....	34

第五章 结论	35
参考文献	36
谢 辞	37

第一章绪论

1.1 概述

随着科学技术的发展,汽车作为现在主流的交通工具,由于有很大的市场和经济效益使得人们对车辆的研究更加深入,技术的快速发展使得汽车产品的更新换代变得很快。而其中变速器在汽车产品体验中对性能的表现有着一部分重要的作用。目前,由于自动变速器成熟的成熟在汽车上开始应用。但是,现在使用无级变速器在汽车产品上的还不是很广泛。在国外人们对环境保护意识比较强,在欧洲实力强大的汽车制造商把无级变速器在轿车使用来减少污染,但在我国对其应用水平还远未成熟。

1.1.1 金属带式无级变速器的发展

二十世纪七十年代中期,荷兰 Van Doorne's Transmissie B.V 公司(简称 VDT 公司)开发出一种金属带式无级自动变速器,称为VDT-CVT(Continuously Variable Transmission)。这种无级自动变速器克服了以前其它传动形式的缺点,实现了真正意义上的无级变速传动。VDT-CVT 自1987年商品化以来,到目前为止,世界上几乎所有的汽车生产厂家,都接受了这项技术,开发出自己的CVT。CVT 的适用范围也从最初的0.6升,发展到目前的3.3升。

2000年,中国的程乃士教授开始研发无偏斜曲母线锥盘金属带式无级变速器,2003年研发无偏斜复合母线锥盘金属带式无级变速器,2005年研发无偏斜等强共轭曲母线无级变速器,并于2007年在吉利汽车公司实现装车;2006年研发平盘非对称直母线无偏斜金属带式无级变速器,2007年在众泰汽车公司实现装车。

金属带式无级变速器是汽车理想的传动系统,它可提高汽车的经济性,改善汽车的动力性,便于操作是汽车的核心技术之一。金属带式无级变速器的结构、变速原理、受力情况等已经研究成熟。金属带式无级变速器的试验应包括专用台架及路况试验,CVT 专用台架技术由世界上少数几个大公司垄断,如 ZF 公司、Doorne 公司等,CVT 所有的动态实验都能在专用台架上进行,但专用台架造价高,国内外研究人员研究 CVT 的动态特性时大多在自制的简易实验台上并配合仿真进行。结合金属带式无级变速器,设计金属带式无级变速器的传动机构,使变速机构实现迅速、准确的变速。

第二章总体方案设计

2.1 金属带式无级变速器的基本组成

金属带式无级变速器主要是由起步离合器、行星齿轮机构、无级变速机构、控制系统和中间减速机构构成。

起步离合器：汽车无级变速器中的前进、倒挡离合器是一种湿式多片离合器。离合器靠液压缸活塞压力进行传递转矩。当泄压时，活塞靠回位弹簧返回。多片式离合器因能获得较大的摩擦面积，所以能够传递较大的转矩。根据离合器摩擦片的数量，很容易改变其所传递的转矩的能力。

行星齿轮机构：无级变速器的行星齿轮机构采用双行星齿轮机构，行星架上固定有内、外行星齿轮和右支架，其中右支架是通过螺栓固定在行星架上，外行星齿轮和齿圈啮合，内行星齿轮和太阳轮啮合。它们可以实现前进和倒档。行星齿轮机构实现倒档操作，倒档的旋转方向是通过行星齿轮系改变的。行星传动是一种常啮合传动，与定轴式相比，能减少换向的冲击，使换向平稳柔顺。明显缩小变速器轴向尺寸，此外多点啮合的对称性，不仅使径向力相互平衡，且使运动平稳，抗冲击和抗振动能力强、寿命长。通过增减行星齿轮的数目，可以改变行星机构的承载能力。

无级变速机构由金属传动带和主、被动工作轮组成。金属传动带由两百多个金属片和两组金属环组成，每个金属片的厚度为1.4mm，在两侧工作轮挤压力作用下传递动力。每组金属环由9或12片厚度为0.18mm的带环叠合而成，金属环的功用是提供预紧力，在动力传递过程中，支撑和引导金属片的运动，有时承担部分转矩的传递。摩擦片的作用是传递转矩，锥盘母线应与摩擦片侧边共轭，以保证变速时金属带不发生轴向偏斜，使金属带不承受附加侧向弯曲应力的作用。主、被动工作轮由可动和不动锥盘两部分组成。在金属带式无级变速器的工作过程中，主、从动带轮的中心距是固定的，根据传动比的要求，主、从动轴上的移动锥盘作轴向移动，改变带轮的工作半径，从而改变传动比。由于带轮的工作半径可以连续变化，所以可实现无级变速。无偏斜金属带式无级变速传动，不仅避免了对称直母线锥盘传动由于偏斜产生的附加的摩擦损失，而且由于不偏斜，可以加大传动工作半径，扩大传动比的范围，提高传动能力。

控制系统是用来实现无级变速器系统传动比无级自动变化的。在无级变速器系统

中，采用机—液控制系统或电—液控制系统。它主要由油泵（齿轮泵和滚子叶片泵）、液压调节阀（速比和带与轮间压紧力的调节）、传感器（油门和发动机转速）和主、从工作轮的液压缸及管道组成，实现传动无级变速的调节。速比控制、夹紧力控制和起步离合器的控制是无级变速控制系统的关键。

中间减速机构：由于无级变速机构可提供的速比变化范围为 $2.6 \sim 0.445$ 左右，不能完全满足整车传动比变化范围的要求，故设有中间减速机构，为两级齿轮传动。发动机的动力通过变矩器离合器和液力变矩器传给前进、倒挡离合器，液压泵产生的高压油通过液压缸将力施加给锥盘变速装置，该力施加给金属带组件产生摩擦力，将主动轴的转矩传递给从动轴，然后通过减速装置，经差速器输出给车轮。

金属带式无级变速器工作原理：因为金属带式无级变速器是摩擦式无级变速器，发动机输出的动力传到主动带轮上，主动带轮通过与金属带的V型摩擦片侧边接触产生摩擦力，推动摩擦片向前运动，并推压前一个摩擦片，在二者之间产生推压力。该推压力在接触弧上形成后，随着摩擦片由接触弧的入口向出口运动逐渐增大，经金属带传到从动带轮上。在从动带轮上，靠摩擦片与从动带轮的接触产生摩擦力，带动从动带轮转动，将动力传到了从动轴上。随着传递转矩的增加，主动轮上挤在一起的摩擦片增多。所有与从动轮接触的摩擦片，相邻片之间无间隙，相互之间有推压力作用。随着摩擦片由接触弧的入口向出口运动，摩擦片间的推压力逐渐减小，最后消失。依靠摩擦片间的推压作用传递动力是金属带式无级变速器传动的一个重要特征，金属带式无级变速传动为推式传动。

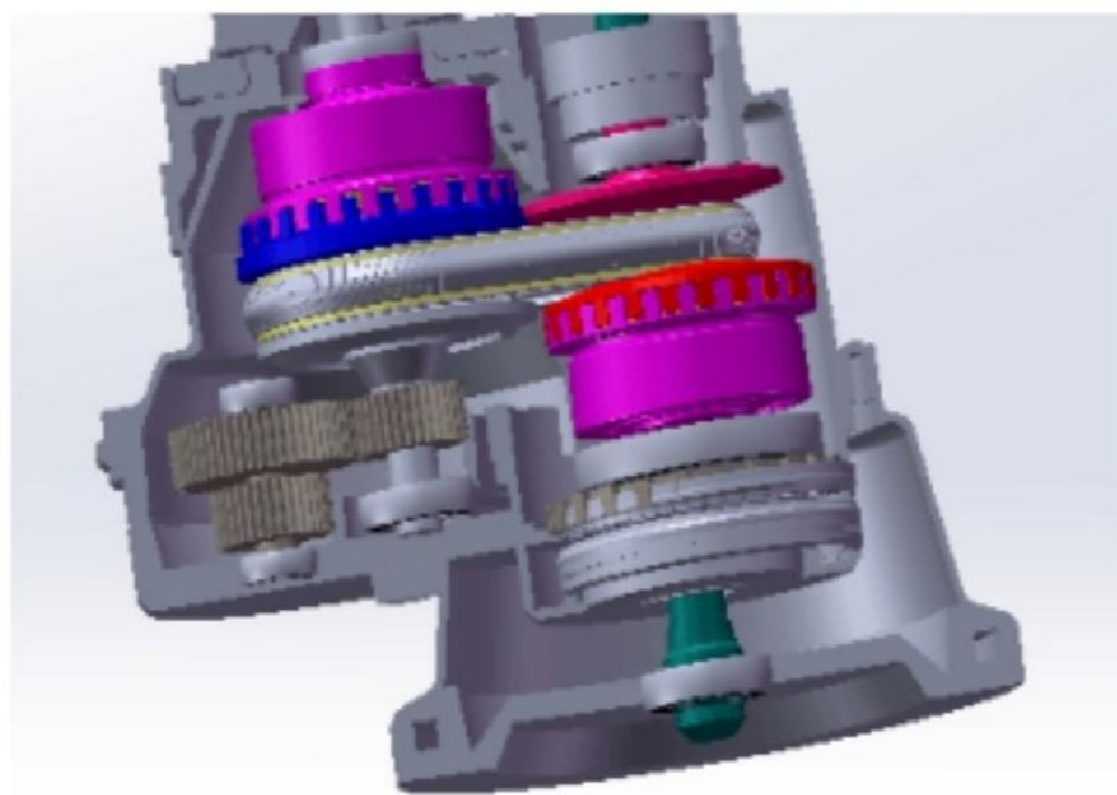


图2-1金属带式无级变速器

2.2 主要技术指标

对金属带式无级变速器行设计取其：额定功率： $P_e=7517000\text{Kw/rpm}$ ；最大扭矩： $T_{mx}=135/4500\text{Nm/rpm}$ 无级变速机构传动比： $0.4\sim 2.88$ ；中间减速机构传动比：第一级传动比为1.4, 第二级传动比为1.9。

2.2.1 基本参数

1. 确定变速比 R_b ,

主、从动带轮的最大、最小工作半径决定着变速比 R_b 的大小。主从动带轮的中心距和其轴颈限制着最大、最小工作半径，用公式2.1求得 R_b ,

$$R_b = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{R_{2\max} R_{1\max}}{R_{1\min} R_{2\min}} = \left(\frac{R_{2\max}}{R_{1\min}} \right)^2 = \left(\frac{R_{1\max}}{R_{2\min}} \right)^2 \quad (2-1)$$

根据公式2.1得：

$$R_b = \frac{2.88}{0.4} = 7.3$$

因其增、减速的分布特性所以选择对称调速，则根据公式2-1 可得：

$$i_{\max} = \sqrt{R_b} = 2.6833 \quad i_{\min} = \frac{1}{\sqrt{R_b}} = 0.3727$$

2. 查阅资料得到带轮半径 R 和运行角 θ 以及包角 α 之间的关系如公式2-2、2-3、2-4、2-5所示：

$$\begin{cases} L = (R_1 + \Delta h)\alpha_1 + (R_2 + \Delta h)\alpha_2 + 2A \cos \alpha \\ \sin \theta = (R_2 - R_1)/A \\ i = R_2/R_1 \\ \alpha_1 + \alpha_2 = 2\pi \\ \alpha_1 - \alpha_2 = 4\theta \end{cases} \quad (2-1)$$

$$\text{最大运行角 } \theta_{\max} = \arcsin \frac{r_{2\max} - r_{1\min}}{A} = \arcsin \frac{\sqrt{R_b} - 1}{\lambda \sqrt{R_b}} \quad (2-3)$$

$$\lambda = A/r_{\max} \quad (2-2)$$

θ 随着 R_b 的增大而逐渐增大，随着 A 的增大而逐渐减小。

α_{\min} 对应于最小工作半径 r_{\min} , 故不可以太小。

$$\alpha_{\min} = \pi - 2\theta_{\max} \quad (2-5)$$

3. 设计金属带的时候, 带轮楔角不能小, 参照以往经验为 $22\sim 24^\circ$ 。所以选其角为 24° , 带轮工作直径可达75mm, 传动比范围在 $0.45\sim 2.22$ 变化, 以确保其工作可靠。

(1) 初选金属带带轮的轴径

$$d_{01}=d_{02}=45\text{mm} \quad (2-6)$$

初选带轮的工作半径

$$R_{1\min} = R_{2\min} = \frac{d_{01}}{2} + e_1 = \frac{45}{2} + 8 \geq 30.5\text{mm} \quad (2-3)$$

为保证其工作可靠, 取 $R_{1\min} = R_{2\min} = 38\text{mm}$

(2) 当从、主动轮工作分别在在最大和最小节圆半径时, 传动比达到最大

$$D_{\max} = i_{\max} D_{\min} = 2.6833 \times 76 = 203.9308\text{mm} \quad (2-4)$$

$$R_{1\max} = D_{1\max} / 2 = 101.9654\text{mm} \quad (2-5)$$

(3) 确定带轮节圆半径

$$R_{\min} = R_{g\min} = R(mn + \Delta_1) = 38 + (3 \sim 4) = 41 \sim 42\text{mm} \quad (2-10)$$

取 $R_{4\min} = R_{g\min} = 42\text{mm}$

$$R_{4\max} = R_{g\min} / i_{\min} \quad (2-11)$$

$$R_{g\max} = R_{4\max} i_{\max} \quad (2-12)$$

$$R_{\max} = R_{g\max} = 112.69\text{mm}$$

(4) 确定主、从动带轮的外径 R_4 、 R_2

$$R_{1\max} = R_{2\max} = R - (8 \sim 10) \quad (2-6)$$

$$R_4 = R_2 = R_{\max} + (8 \sim 10) = 120.69 \sim 122.69\text{mm}$$

取 $R = R_2 = 121\text{mm}$

(5) 确定主、从动带轮中心距

$$A = (R + R_2) + (1 \sim 2) = 121 + 121 + 2 = 246\text{mm} \quad (2-7)$$

(6) 确定带轮轴径

$$d_{01}=d_{02}=[R_m-(4\sim 5)]\times 2=[38-(4\sim 5)]\times 2=66\sim 68\text{mm} \quad (2-8)$$

则:

$$\theta_{\max} = \sin^{-1}\left(\frac{R_{B\max} - R_{A\max}}{A}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{112.69 - 42}{246}\right) = 16.6998^\circ \quad (2-9)$$

$$\lambda = \theta_{\max} \frac{\pi}{180} = 16.6998 \times \frac{\pi}{180} = 0.2915 \quad (2-10)$$

(7) 确定带长和带轮的轴向移动

$$L=2a\cos\theta+(R^{\min}+\Delta h)\times(\pi-2\lambda)+(R_{\text{gmx}}+\Delta h)\times(\pi+2\lambda) \quad (2-11)$$

由公式2-18得:

$$L=1004.715\text{mm}$$

移动锥盘相对传动比 $i=1$ 时的轴向位移是

$$S = 2(R_{1\max} - R_{1\min})\tan\frac{\varphi}{2} = 27.1925\text{mm} \quad (2-12)$$

2.3 齿轮相关数据的计算

2.3.1 齿轮参数

1. 初步确定两锥盘轴的中心距, 如公式2-20:

$$A_3=K_4\sqrt{Tm(z_2\text{mm})} \quad (2-13)$$

根据公式2-20可得:

$$A_2=9.0\times\sqrt{135\times 2.6833\times 96\%}=63.2898\text{mm}$$

式中, $\eta_0=96\%$, $K_4=8.9\sim 9.3$, 取 $K_4=9.0$, 暂定其大小为73mm。

2. 基本参数

(1) 模数 m_0 : 齿轮的模数在2.25~2.75之间, 取 $m_0=2.75\text{mm}$;

(2) 压力角 α : 根据国标规定压力角为 20° ;

(3) 螺旋角 β : 取 $\beta=20^\circ$;

(4) 齿宽 b : $b=K_m m_0$, 其中 $K_c=6.0\sim 8.5$;

(5) 齿顶高系数: 根据国标提高齿轮加工精度以后齿顶高系数是1.00。

2.3.2 各齿轮齿数及参数分配

1. 确定从动轴上齿轮的齿数

(1) 传动比 $i_z=1.4$, 取 $m_n=2.75, b=20$

$$\text{齿数和 } Z_h = \frac{2A \cos \beta}{m_n} = 47.8389 \quad (2-14)$$

取整为 $Z_h=48$

$$\begin{cases} Z_1 + Z_2 = Z_h \\ Z_2/Z_1 = i \end{cases} \quad (2-15)$$

由式(2-22)得:

$$\begin{cases} Z_1 + Z_2 = 48 \\ Z_2/Z_1 = 1.4 \end{cases}$$

所以 $Z_1=20, Z_2=28$

在选取齿轮齿数时, 最好不要让齿轮的齿数有公约数出现, 但为保证传动比 $i=1.4$, 现保持原数。

(2) 对中心距进行修正

$$A_0 = \frac{m_n Z_h}{2 \cos \beta} \quad (2-16)$$

$$A_0 = 70.2357 \text{mm}$$

取整 $A_0=71 \text{mm}$ 。

对齿轮进行角度变位

端面啮合角 α :

$$\tan \alpha_1 = \tan \alpha_n / \cos \beta \quad \tan \alpha_2 = \tan 20^\circ / \cos 20^\circ = 0.3873 \quad (2.17)$$

所以 $\alpha_1 = 21.178^\circ$

啮合角 α

$$\cos \alpha_1 = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_n = 0.9458 \quad (2-18)$$

所以 $\alpha_n=18.9458^\circ$

变位系数之和

$$\xi_{n\Sigma} = \frac{(z_1 + z_2)(\text{inv}\alpha_n' - \text{inv}\alpha_n)}{2 \tan \alpha_n} \quad (2-19)$$

$$=-0.3453$$

即： $\xi_1=0.18, \xi_2=5-\xi=-0.5253$

由式(2.23)计算 β 精确值： $\beta_2=21.631^\circ$

(3) 齿轮轮齿参数

分度圆直径 $d=mz/\cos\beta$ (2-20)

$$d_1=m_1z_1/\cos\beta_1=59.166\text{mm}$$

$$d_2=m_2z_2/\cos\beta_2=82.834\text{mm}$$

齿顶高 $h_a=(h_a^*+x)m$ (2-21)

$$h_{a1}=h_{a2}=2.75\text{mm}$$

齿根高 $h_f=(h_f^*+c')m$ (2-22)

$$h_{f1}=h_{f2}=3.3475\text{mm}$$

齿全高 $h=h_a+h_f$ (2-23)

$$h_1=h_{a1}+h_{f1}=6.1875\text{mm}$$

齿顶圆直径 $d_a=d+2h_a$ (2-24)

$$d_{a1}=d_1+2h_{a1}=64.6666\text{mm}$$

$$d_{a2}=d_2+2h_{a2}=88.334\text{mm}$$

齿根圆直径 $d_f=d-2h_f$ (2-25)

$$d_{f1}=d_1-2h_{f1}=52.4716\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 76.1384\text{mm}$$

当量齿数 $z_v = z / \cos^3\beta$

(2-26)

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3\beta = 24.8985$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3\beta = 34.8579$$

节圆直径

$$d' = 2A \frac{z_i}{z_i + z_{\text{从}}} \quad (2-27)$$

$$r' = \frac{1}{2} d' \quad (2-28)$$

$$d'_1 = 2A \frac{z_1}{z_1 + z_2} = 59.1666\text{mm} \quad r'_1 = \frac{1}{2} d'_1 = 28.5833\text{mm}$$

$$d'_2 = 2A \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 82.833\text{mm} \quad r'_2 = \frac{1}{2} d'_2 = 41.4167\text{mm}$$

2. 确定第二级减速机构齿轮的齿数

(1) 传动比 $i_4 = 1.9$, 取 $m_n = 3, b = 21$

$$A = K \sqrt{T m m_i m_x i_n} \quad (2-29)$$

$$A_4 = K_4 \sqrt{T m_n^1 m_{x1} i_2 T} = 70.8016\text{mm}$$

初选其为 86mm

由式(2-21)齿数和 $Z_h = \frac{2A \cos\beta}{m_n} = 53.8476$

取整为 $Z_h = 54$ 。

则由式(2-22)得: $\begin{cases} Z_3 + Z_4 = 54 \\ Z_4 / Z_3 = 1.9 \end{cases}$ 所以 $\begin{cases} Z_3 = 18.62 \\ Z_4 = 35.39 \end{cases}$

取: $Z_3 = 19, Z_4 = 35$ 则 $i_{z4} = 35 \div 19 = 1.842$

(2) 对中心距进行修正

由式(2-23)得:

$$A_0 = \frac{m_n Z_h}{2 \cos \beta_{3-4}} = 86.1984 \text{mm}$$

取整 $A_0=86\text{mm}$ 。

对齿轮进行角度变位, 由式(2-24)得端面啮合角 α

$$\tan \alpha_1 = \tan \alpha_n / \cos \beta_3 = \tan 20^\circ / \cos 20^\circ = 0.3873 \text{ 所以 } \alpha_1 = 21.2728^\circ$$

$$\text{由式(2-25)得啮合角 } \alpha_i : \cos \alpha_i = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_1 = 0.9436$$

所以: $\alpha_i = 20.8292^\circ$

由式(2-26)得变位系数之和

$$\xi_{n\Sigma} = \frac{(z_3 + z_4)(\text{inv} \alpha_i - \text{inv} \alpha_1)}{2 \tan \alpha_n} = -0.0636$$

所以 $\xi_3 = 0.27 \quad \xi_4 = -0.3336$

由式(2-23)计算 β 精确值: $A = \frac{m_n Z_h}{2 \cos \beta_{3-4}}$ 所以 $\beta_4 = 19.6336^\circ$

(3) 分度圆直径 由式(2-27)得:

$$d_3 = m_1 z_3 / \cos \beta_{3-4} = 60.5185 \text{mm} \quad d_4 = m_4 z_4 / \cos \beta_{3-4} = 111.4815 \text{mm}$$

齿顶高 由式(2-28)得: $h_{a3} = h_{a4} = (h^*) m_n = 3 \text{mm}$

齿根高 由式(2-29)得: $h_f = h_{f4} = (h^* + c^*) m_n = 3.75 \text{mm}$

齿全高 由式(2-30)得: $h = h_a + h_f = 6.75 \text{mm}$

齿顶圆直径 由式(2-31)得: $d_{a3} = 66.5185 \text{mm} \quad d_{a4} = 117.4815 \text{mm}$

齿根圆直径 由式(2-32)得: $d_{f3} = 53.0185 \text{mm} \quad d_{f4} = 103.9815 \text{mm}$

当量齿数 由式(2-33)得: $z_3 = 24.8985 \quad z_4 = 34.8575$

节圆直径 由式(2-34)得: $d_3 = 60.5185 \text{mm} \quad r_3 = 30.2593 \text{mm}$

$$d_4 = 111.4815 \text{mm} \quad r_4 = 55.7407 \text{mm}$$

3. 确定主减速机构齿轮的齿数

(1) 传动比 $i_{63} = 4.3$, 取 $m_n = 3, b = 21$

由式(2-36)得: $A=K_4\sqrt{Tm_ximigiaT_4}=87.69\text{mm}$

初选其为160 mm。

由式(2-37)得齿数和 $Z_h = \frac{2A \cos \beta}{m_n} = 100.234$

取整为 $Z_h=101$

由式(2-22)得:

$$\begin{cases} Z_5 + Z_6 = 101 \\ Z_6/Z_5 = 4.3 \end{cases} \quad \text{所以:} \quad \begin{cases} Z_5 = 19.057 \\ Z_6 = 81.943 \end{cases}$$

取 $Z_5=19, Z_6=82$ 则 $i=35 \div 19=1.842$

(2) 对中心距进行修正

由式(2-23) $A_0 = \frac{m_n Z_h}{2 \cos \beta_{5-6}} = 161.222\text{mm}$

取整 $A_0=161\text{mm}$ 。

对齿轮进行角度变位

由式(2-24)得端面啮合角 α

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_n / \cos \beta_{36} = \tan 20^\circ / \cos 20^\circ = 0.3873$$

所以 $\alpha_n=21.1728^\circ$

由式(2-25)得啮合角 α ;

$$\cos \alpha_n = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_n = 0.9337$$

所以 $\alpha_n=20.9679^\circ$

由式(2-26)得变位系数之和

$$\xi_{n\Sigma} = \frac{(z_5 + z_6)(\text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_n)}{2 \tan \alpha_n} = -0.1649$$

即: $\xi_5=0.27, \xi_6 = \xi_5 - \xi_{n\Sigma} = -0.4349$

由式(2-23)计算 β 精确值: $A = \frac{m_n Z_h}{2 \cos \beta_{5-6}}$

所以 $\beta_{5-6} = 19.781^\circ$

(3) 分度圆直径 由式(2-27)得: $d_5 = 60.574 \text{mm}$ $d_6 = 261.426 \text{mm}$

齿顶高 由式(2-28)得: $h_{a5} = h_{a6} = (h) m_4 = 3 \text{mm}$

齿根高 由式(2-29)得: $h_{f5} = h_{f6} = (h+c') m_2 = 3.375 \text{mm}$

齿全高 由式(2-30)得: $h = h_{a5} + h_{f5} = 6.75 \text{mm}$

齿顶圆直径 由式(2-31)得: $d_{a5} = 66.574 \text{mm}$ $d_{a6} = 267.426 \text{mm}$

齿根圆直径 由式(2-32)得: $d_{f5} = 53.074 \text{mm}$ $d_{f6} = 259.926 \text{mm}$

当量齿数 由式(2-33)得:

$$Z_5 = z_5 / \cos^3 \beta_{56} = 22.803$$

$$Z_6 = z_6 / \cos^3 \beta_{56} = 98.413$$

节圆直径, 由式(2-34)得:

$$d'_5 = 2A \frac{z_5}{z_5 + z_6} = 60.574 \text{mm}$$

$$r'_5 = \frac{1}{2} d'_5 = 30.287 \text{mm}$$

$$d'_6 = 2A \frac{z_6}{z_5 + z_6} = 261.426 \text{mm}$$

$$r'_6 = \frac{1}{2} d'_6 = 130.713 \text{mm}$$

4. 确定行星齿轮的齿数

(1) 采用标准齿轮, $C_p = 3 \times 2 = 6$ 即6个行星齿轮。

$$\begin{cases} Z_7 = 32 \\ Z_8 = Z_9 = 13 \\ Z_{10} = 66 \end{cases}$$

$$i_9 = Z_9 / Z_6 = 2.0625$$

$$\text{则 } i = i_9 i_{mxi_{12}i_{34}}$$

所以 $i = 2.0447 \sim 14.7212$

根据参考车型帝豪 EC718, 取 $i = 2.963$

(2) 斜齿轮传动: $m_o = 2.75, b = 7 \times 2.75 = 19.25$

分度圆直径 由式(2-27)得:

$$d_7 = m_o z_7 / \cos \beta_{7-g} = 93.6476 \text{mm}$$

$$d_8 = d_9 = m_4 z_g / \cos \beta_{8-}, = 38.0444 \text{mm}$$

$$d_o = m_o z_{i_0} / \cos \beta_{91o} = 193.1482 \text{mm}$$

齿顶高 由式(2-28)得:

$$h = h = h_o = h = (h^2) m = 2.75 \text{mm}$$

齿根高 由式(2-29)得:

$$h_n = h_1 s = h = h_o = (h + c^{\wedge}) m = 3.4375 \text{mm}$$

齿全高 由式(2-30)得:

$$h = h_a + h_r = 6.1875 \text{mm}$$

齿顶圆直径 由式(2-31)得:

$$d_{47} = d_7 + 2h_{47} = 99.1476 \text{mm}$$

$$d_{48} = d_{49} = d_8 + 2h_8 = 43.544 \text{mm}$$

$$d_{a1o} = d_o - 2h_{410} = 187.6482 \text{mm}$$

齿根圆直径 由式(2-32)得:

$$d_{y7} = d_7 - 2h_7 = 86.7726 \text{mm}$$

$$d_{ya} = d_{j9} = d_8 - 2h; g = 31.1694 \text{mm}$$

$$d_o = d_o + 2h_{70} = 200.0243 \text{mm}$$

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/546041152024010133>