

摘要：开发一种能传动大扭矩和大功率的 CVT 变速器，使其能满足客车和载货汽车使用要求。通过分析新型滚轮平盘式无级变速器，具有可行性，可以满足客车和载货汽车的传动要求。本文主要介绍新型滚轮平盘式无级变速器的结构特点、传动性能和设计方法。包括分汇流传动型式的结构设计；传动能力计算；传动效率计算；接触区的接触应力和接触疲劳强度计算，并选择适当的材料；滚轮和平盘的强度、有限元刚度和疲劳寿命计算；自动加压装置的设计；加压轴承的承载的能力、极限转速和寿命的计算。

关键词：新型滚轮平盘式无级变速器 分流 滚轮 平盘

Abstract: Develop a kind of spreading to move the big twisting the torque with the gearbox of CVT of the big power, make its can satisfy the passenger car to use the request with the lorry. Pass the analysis the new rolling a round the even dish type have no class gearbox, having the possibility, canning satisfy the passenger car spread to move the request with the lorry. Including the cent remits the construction that spread moves the pattern to design; spreading the kinetic energy dint compute; spreading to move the efficiency compute; getting in touch with the contact of the area should the dint compute; and choose the appropriate material; rolling a strength of peaceful dish; limited a design for just degree with tired life span computing; automatically adding pressing device; add the loading that press the ability, extreme limit of the bearings turns soon with the calculation of the life span.

Keywords: new type of roller CVT separate the flows roller dish

前 言

现在大多数汽车多采用有级变速器，其优点是：结构简单、传动效率高、造价便宜，但其还是存在一些缺点。比如，在换挡时有冲击，舒适性较差。其最大的缺点在于与发动机不能每时每刻都达到最佳匹配。这是因为有级变速器的档位是有限的，在每次换挡时其传动比会发生突变，导致发动机转速改变。对于汽车发动机来说，其最佳经济性工况的转速是一个定值。在这个工况下，发动机经济性最好、燃烧最充分、效率最高、排放最少，有利于节能环保。但由于有级变速器换挡导致发动机转速改变，这样就不能保证发动机始终处于最佳经济性工况，导致汽车的油耗增加，污染加重。

在这种情况下，人们发明了无级变速器 CVT (Continuously Variable Transmission), 就是连续可变传动，没有明确具体的档位，操作上类似自动变速器，但是传动比的变化是连续的不同于有级变速器的跳档过程，因此动力传输持续而顺畅。这就允许汽车连续变速而发动机保持在最佳工况。

起初用橡胶 V 带 CVT，带轮为分离式的，通过改变 V 带在带轮中的转动半径来实现无级变速。随着汽车发动机额定功率的增加橡胶 V 带的传动能力已达不到要求。荷兰人发明了金属 V 带无级变速传动（图 0.1）。金属 V 带由数百片扁平的小钢片和 10 层 0.18mm 厚的钢环所组成(图 0.2)，较好的解决了金属 V 带的挠性较差的问题。一片推着一片将扭矩从输入轴传到输出轴，最大输出扭矩达 200Nm。

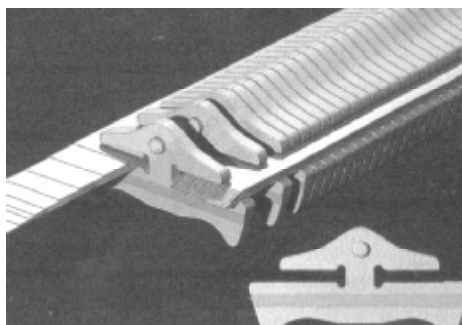
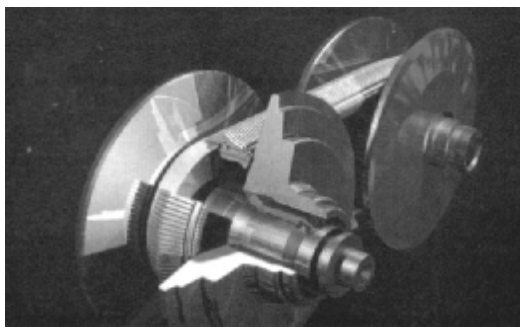


图 0.1 钢带式 CVT 变速器的核心部 图 0.2 钢带由数百片扁平的小钢片组成

2002 年奥迪 A6 2.8 配备的 Multitronic 变速器（图 0.3、图 0.4、图 0.5）使用了链条来传输扭矩从而使速比变得更广泛、从 12.7: 1 到 2.1: 1，其输出

扭矩是 280Nm。它与 5 速手动变速器相比 0~100km/h 加速只少 0.1 秒。城市油耗仅高 2%。于是它就取代了 Tiptronic 变速器，但 CVT A6 要贵 100 美元。

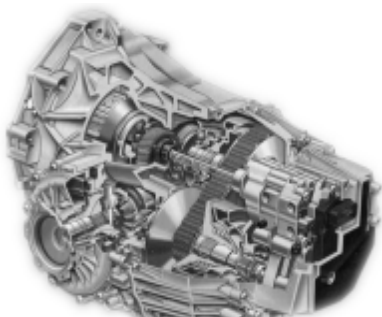


图 0.3 奥迪 multitronic 变速器的剖视图



图 0.4 奥迪链条传动式 CVT

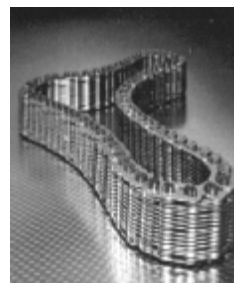


图 0.5 链条传动式 CVT 的核心部件——摆销链

马自达和日产则避开了钢带和链条使用了环面形的锥盘轮在压力的作用下，中间滚轮与两个锥盘轮之间的油膜牵引力（摩擦力）传输扭矩。通过滚轮接触点的改变速比随之改变。当滚轮在某一位置时在滚轮接触点输出锥盘轮和输入锥盘轮的半径比就是此时速比。日产 CVT（图 0.6）能够传递 206kW 和 384Nm。

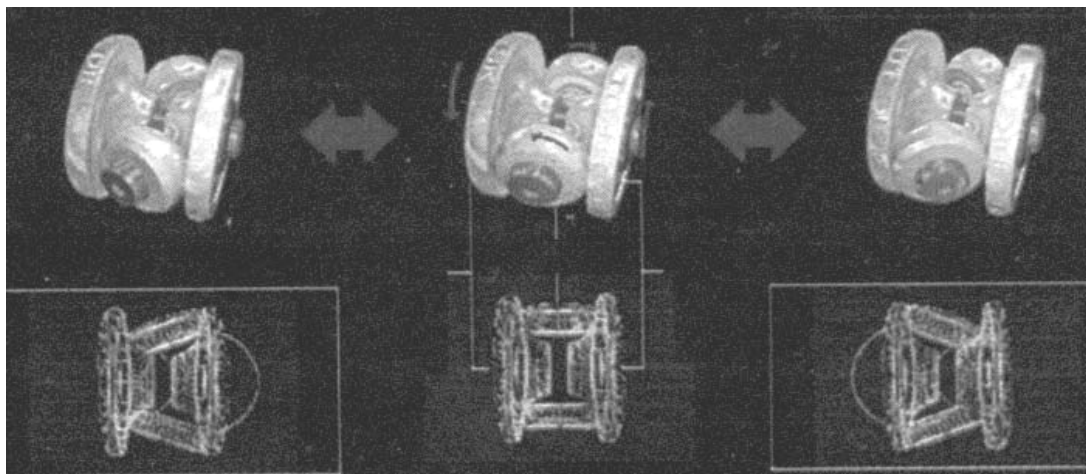


图 0.6 弧锥环轮式无级变速器

当设计传动大扭矩和大功率的 CVT 变速器来满足轻型载货汽车的要求时，对于机械式无级变速器本体来讲，扩大其传动功率的方法之一是采取多接触区分汇传动型式、接触区综合曲率小（曲率半径大）的结构，并通过选择适当的润滑油（有添加剂的）、表面几何形状、滚动体尺寸等以建立起足够的油膜牵引力进行传动，也是传动效率高汽车对传动的主要要求。为了提高传动效率，应力求做到：

(1) 减少几何滑动，使相交轴线的两滚轮锥顶尽量重合或接近（锥顶重合原则）。如果两滚动体轴线平行，应使接触线尽量与轴线平行。

(2) 如果是初始线接触，应尽量减少接触线的长度；就某一意义上讲，初始点接触优于线接触，同时点接触对滚动体装配、制造误差不敏感，有利于生产。如果是初始点接触，应使其接触区椭圆的长轴沿着运动的方向。

(3) 采取自动加压装置，以保证压紧力与负载相适应，有较小的和不变的传动系数 k 值。

(4) 提高轴承效率，采取卸荷结构，使传动组件和加压装置上的各个力在本身内部平衡（例如多盘式和 FU 型变速器等），以尽可能降低轴承载荷。

(5) 保证大的刚度，特别是滚动体、轴、轴承和箱体。以减少变形，接近理想接触状态。

此外，滚动体材质要有高的弹性模量和高的硬度，并使滚动体有很高的表面光洁度。

第一章 新型滚轮平盘式无级变速器的方案拟订及对比分析

1.1 基本方案与弧锥杯轮式无级变速器对比

对于机械式无级变速器本体来讲，要扩大其传动功率，则必需采取多接触区分汇传动型式、接触区综合曲率小（曲率半径大）的结构。新型滚轮平盘式无级变速器应满足以上要求。新型滚轮平盘式无级变速器（Roller type CVT）简

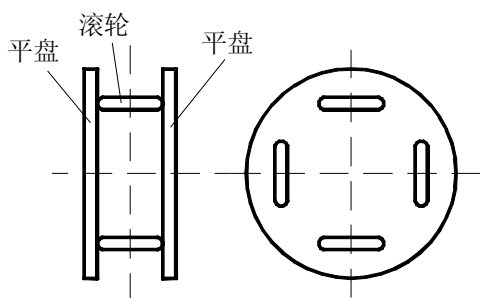


图 1 RCVT 结构简图

称为 RCVT。RCVT 结构上采用四滚轮两平盘，在滚轮两侧加压，滚轮为主动件，平盘为从动件，动力分八路传递。这样的结构符合多接触区分流的要求，使滚轮的单个接触区传递的功率降低。由于要求大功率普通的干式摩擦无级变速传动发热量大、磨损严重，所以 RCVT 采用油膜牵引传动。

其外圆表面为球形。在尽量减少滚轮与平盘的几何滑动的同时，又不使接触区的综合曲率过大。



图 1.2 油膜牵引传动的弹性变形

根据润滑的理论与实践得知，润滑油的粘度较高、粘度指数高，则油膜厚度较厚。因此摩擦无级变速器的润滑油最好能具有这种性质，在常压下粘度不高，在高压下粘度却很高。甚至可转变为固态，而一旦压力解除，则又恢复常态。近年来，一些国家已开发了用于摩

擦传动、具有上述性质的合成油（例如美国 Monsanto 公司的 Santotrac 油）。采取这类合成油时，牵引系数一般高达 0.095，甚至更高（高出 20%，约达 0.12），约比矿物油的牵引系数大 50%，甚至更大，油膜也比后者厚得多。再则，由于它在高压工作时可以“固化”，没有油液对疲劳裂纹的扩展与冲击作用，所以摩擦副的使用寿命也可大为提高。

弧锥杯轮式无级变速器与 RCVT 结构上相似，弧锥杯轮式无级变速器的结构简图如图 1.3 所示。

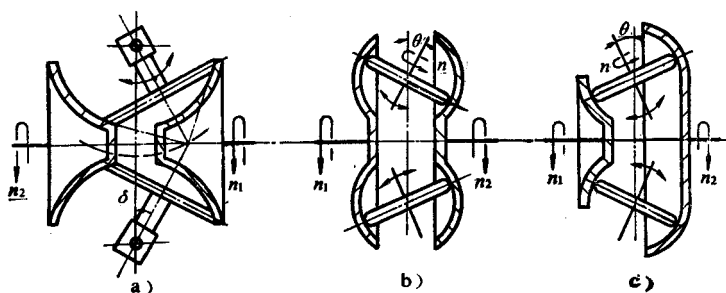


图 1.3 弧锥杯轮式无级变速器原理图
a) 弦向配置式 b)、c) 直径配置式

这类变速器的主、从动轮的工作表面是以圆弧为母线的回转曲面，而中间轮则是半径为 r 的截球台。主、从动轴是同轴线的。通过改变中间轮的摆角来实现变速。按照中间轮相对于主、从动轮的位置的不同，可以分为两类：

(1) 中间轮沿主、从动轮截形腔圆的弦配置的属于这一类的有瑞士出品的 Arter 型和苏联出品的 Ц Н И И Т М А Ш a 型（图 1.3a）。

(2) 中间轮沿腔圆的直径配置的（图 1.3 b、c）：属于这一类的有瑞典出品的 RF 型（图 b）和英国出品的 Hayes 型（图 c）。

弧锥杯轮式无级变速器在改变传动比时，中间轮与弧锥杯的接触点的位置在

变化。在输入扭矩不变的情况下接触点的摩擦力与接触点到弧锥杯的转动中心的距离成反比。这种现象限制了弧锥杯轮式无级变速器的传动能力。

为了使接触点的摩擦力在输入扭矩不变的情况改变传动比时，摩擦力为定值，RCVT 的输入轮为滚轮，滚轮与平盘的接触点到滚轮的转动中心的距离是定值，所以在输入扭矩不变的情况下改变传动比时，滚轮与平盘的接触点的摩擦力为定值，这样就充分发挥了滚轮平盘摩擦传动的传动能力。

RCVT 采用多点传动，动力共分 8 路传递。这样就有效地提高了传动能力。相比之下，弧锥杯轮式无级变速器传动的分流数就少了一些。在实际应用中一般是 3 路传动，所以 RCVT 在传动能力方面有优势。

在变速比方面，弧锥杯轮式无级变速器 RF 型的 $R_b=6\sim 12$ 、Hayes 型的 $R_b=4\sim 10$ 。相比之下 RCVT 的变速比就要小些大约为 2.5。这是因为 RCVT 的变速比等于滚轮到平盘的转动中心的最大距离除以滚轮到平盘的转动中心的最小距离，而弧锥杯轮式无级变速器的变速比等于中间轮到弧锥杯的转动中心的最大距离除以中间轮到弧锥杯的转动中心的最小距离的平方。为了增加 RCVT 的变速比可以将两挡变速器与 RCVT 串联。

1.2 新型滚轮平盘式无级变速器方案改进和最终方案

以下是 RCVT 的结构方案：

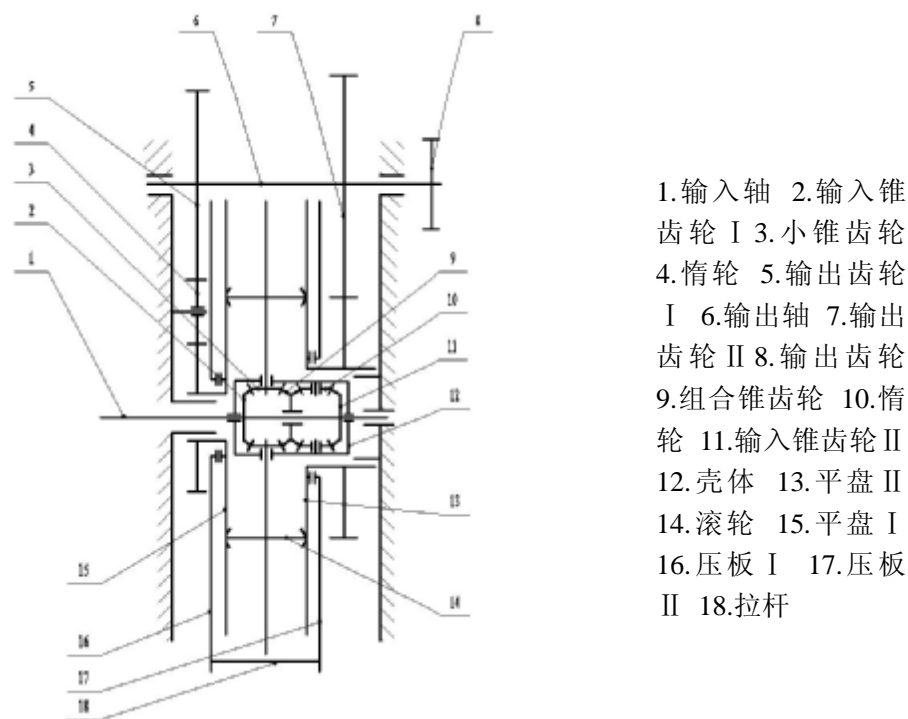


图 1.4 RCVT 结构方案一

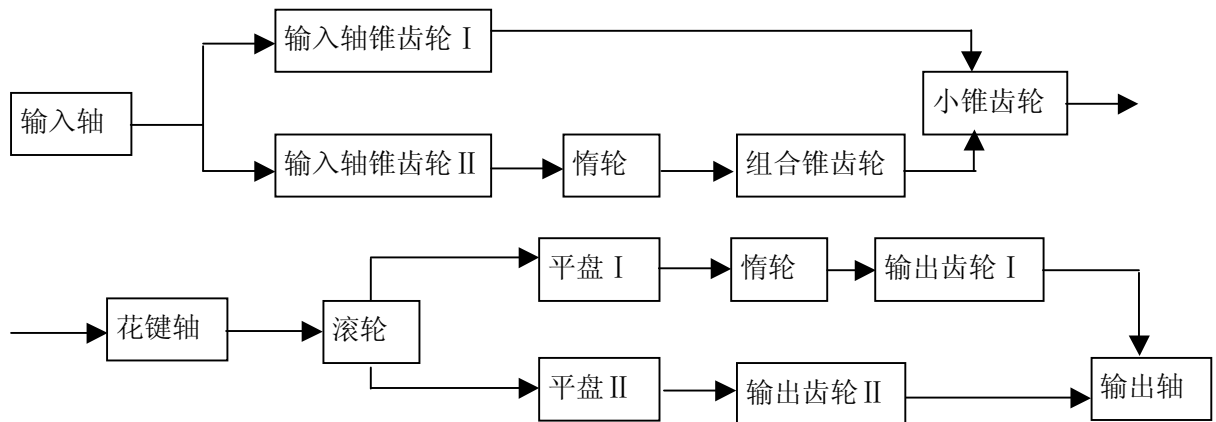


图 1.5 RCVT 传动路线（方案一）

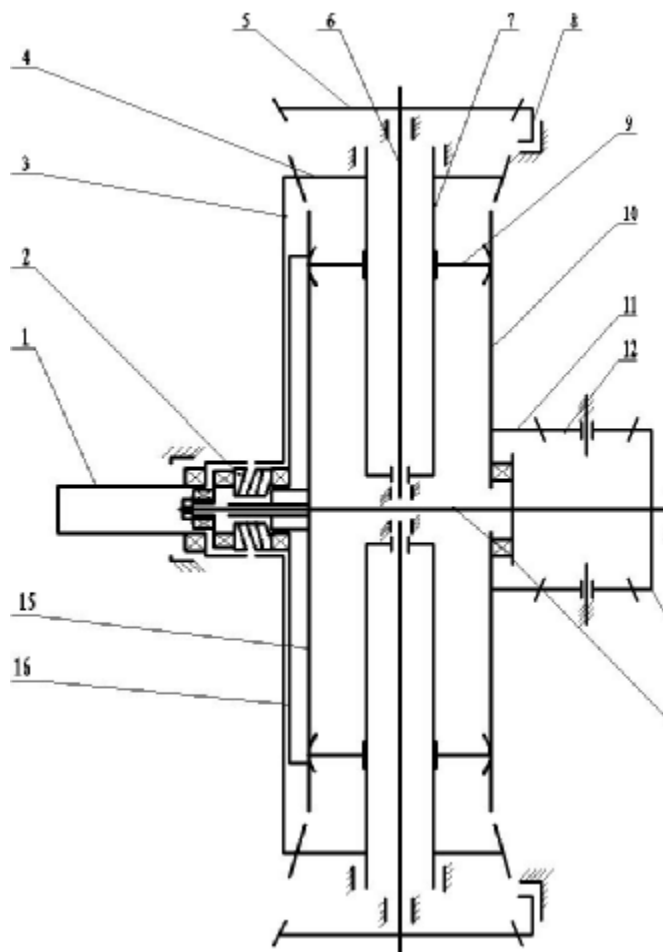


图 1.6 RCVT 结构（方案二）

- 1.输入轴 2.自动加压装置 3.输入锥齿轮 4.小锥齿轮 5.调速锥齿轮 I 6.丝杠 7.花键筒
8. 调速锥齿轮 II 9. 滚轮 10. 平盘 I 11.输出锥齿轮 I 12.惰轮 13. 输出锥齿轮 II 14. 输出轴
15.平盘 II 16.弹簧

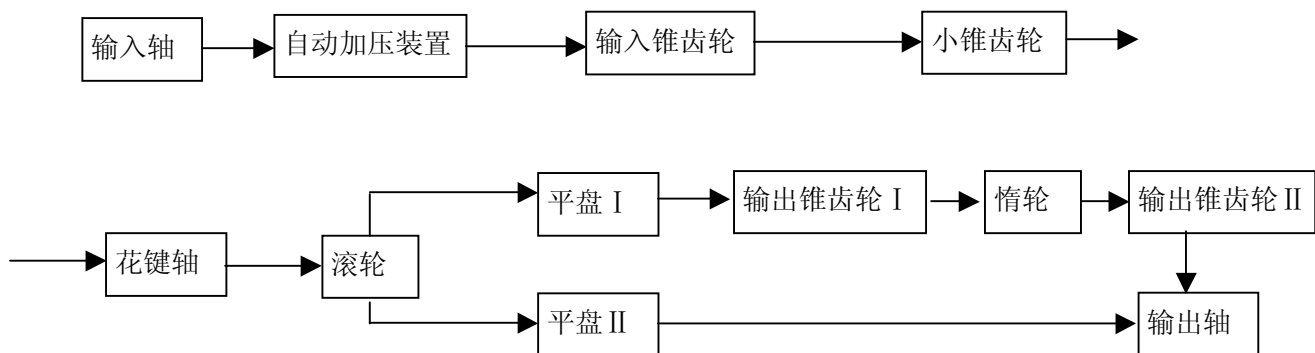


图 1.7 RCVT 传动路线（方案二）

方案一的动力从中间输入，由于受到空间的限制造成输入齿轮尺寸过小强度不足。在输出轴的布置方面，输出轴与输入轴不是同轴布置。这一点是不可取的。在受力方面，输入轴几乎只受扭矩，没有循环应力，这样的设计比较好。输出轴既要受扭矩又要受弯矩，有对称循环应力这样的设计不是最佳的。

方案二的动力从外侧输入，由于空间足够，所以输入齿轮的强度是没有问题的。新的问题是齿轮的线速度有些偏高，只要选择低速发动机，再加上较好的润滑，就可以解决齿轮的线速度偏高的问题。采取自动加压装置，以保证压紧力与负载相适应。采取卸荷结构，使传动组件和加压装置上的各个力在本身内部平衡。在输出轴的布置方面，输出轴与输入轴是同轴布置。这一点是很理想的。在受力方面，输入轴几乎只受扭矩，没有循环应力，这样的设计比较好。输出轴受扭矩和拉力，但没有循环应力这种设计比较好。在总尺寸方面，这种布置尺寸较紧凑。

方案二与方案一相比有不少优点，所以我选择方案二的结构进行下一步的具体设计。

第二章 设计的目标车型拟订

2.1 车型调查和车型主要参数

表 2.1 车型主要参数

东风汽车有限公司	东风汽车有限公司
车型：EQ140 载货汽车	车型：EQ1092F19DJ 载货汽车
发动机：EQ6100-1	发动机：YC6105QC
额定功率：99/3000(kW/r · min ⁻¹)	额定功率：105/2800(kW/r · min ⁻¹)

最大扭矩：353/1200~1600 ($\text{N} \cdot \text{m/r} \cdot \text{min}^{-1}$)	最大扭矩：402/1600~1900 ($\text{N} \cdot \text{m/r} \cdot \text{min}^{-1}$)
各档速比	各档速比
1 档/7.31, 2 档/4.31, 3 档/2.45, 4 档/1.54, 5 档/1.00,	1 档/7.31, 2 档/4.31, 3 档/2.45, 4 档/1.54, 5 档/1.00,
倒档/7.66, 主减速比/6.33	倒档/7.66, 主减速比/6.33

郑州宇通客车有限公司	河南少林汽车股份有限公司
车型：ZK6790H 客车	车型：SLG6850CF 客车
发动机：CA4113Z	发动机：6BTA、YC4112ZLQ
额定功率：103/2600($\text{kW/r} \cdot \text{min}^{-1}$)	额定功率：132/2500、132/2300 ($\text{kW/r} \cdot \text{min}^{-1}$)
最大扭矩：450/1500~1700 ($\text{N} \cdot \text{m/r} \cdot \text{min}^{-1}$)	最大扭矩：617/1500、660/1400~1600 ($\text{N} \cdot \text{m/r} \cdot \text{min}^{-1}$)
各档速比	各档速比
1 档/6.446, 2 档/3.841, 3 档/2.290, 4 档/1.477, 5 档 /1.000, 6 档/0.802,倒档/7.66, 主减速比/6.33	1 档/5.606, 2 档/3.627, 3 档/2.313, 4 档/1.487, 5 档 /1.000, 6 档/0.790,倒档/4.990, 主减速比/4.333

一汽红塔汽车有限公司	上海申沃客车有限公司
车型：CA1050K31L 载货汽车	车型：SWB6105HDP-3 城市客车
发动机：YC4108Q	发动机：YC6108
额定功率：75/3000 ($\text{kW/r} \cdot \text{min}^{-1}$)	额定功率：132/2600 ($\text{kW/r} \cdot \text{min}^{-1}$)
最大扭矩：268/1900~2200 ($\text{N} \cdot \text{m/r} \cdot \text{min}^{-1}$)	最大扭矩：560/1500~1800 ($\text{N} \cdot \text{m/r} \cdot \text{min}^{-1}$)
各档速比	各档速比
1 档/5.591, 2 档/2.870, 3 档/1.607, 4 档/1.00, 5 档 /0.742,倒档/5.045, 主减速比/5.571	1 档/6.446, 2 档/4.171, 3 档/2.659, 4 档/1.709, 5 档 /1.00,倒档/5.802, 主减速比/6.5

牡丹汽车股份有限公司	牡丹汽车股份有限公司
车型：MD6790BDJG 城市客车	车型：MD6873A1DJ1 城市客车
发动机：YC4112LQ、CA4110ZL1	发动机：YC4110ZQ
额定功率：125/2300 ($\text{kW/r} \cdot \text{min}^{-1}$)	额定功率：100/2800 ($\text{kW/r} \cdot \text{min}^{-1}$)
最大扭矩：630/1500、560/1500 ($\text{N} \cdot \text{m/r} \cdot \text{min}^{-1}$)	最大扭矩：392/1600~1900 ($\text{N} \cdot \text{m/r} \cdot \text{min}^{-1}$)

各档速比	各档速比
1 档/4.76, 2 档/2.80, 3 档/1.59, 4 档/1.00, 5 档/0.75, 倒档/4.99, 主减速比/4.33	1 档/4.76, 2 档/2.80, 3 档/1.59, 4 档/1.00, 5 档/0.75, 倒档/4.99, 主减速比/4.33

在做了大量市场调查后，我总结出以下几点：

1. 现在传递小功率和小扭矩的无级变速器种类很多，并且技术已经相当成熟。传递大功率和大扭矩的无级变速器几乎是空白。已经在汽车上使用的无级变速器的最大扭矩为 $380\text{N} \cdot \text{m}$ 。一般常见的载货汽车和客车的主要参数可知其发动机功率：100~132kW，最高转速：2300~3000r·min⁻¹，最大扭矩：268~660 N·m。载货汽车变速器的变速比 7.3，客车变速器的变速比 6.4。

钢带式 CVT 变速器最大传递扭矩是 200Nm。奥迪 A6 2.8 配备的 CVT 变速器使用了链条，最大传递扭矩是 280Nm。日产弧锥环轮式 CVT 能够传递 206kW 和 384Nm。

通过以上资料我们不难看出无论是钢带式 CVT、链条式 CVT，还是弧锥环轮式 CVT 都不能满足载货汽车和客车的要求。

2.2 目标车型拟订

本设计的目标是设计一种能够满足载货汽车和客车要求的 CVT。通过大量的分析和计算。在尽量发挥 RCVT 的性能的前提下我把设计要求定为：

表 2.2 目标车型

车型：城市客车
发动机：CA4110ZL1
额定功率：125/2300 (kW/r·min ⁻¹)
最大扭矩：560/1500 (N·m/r·min ⁻¹)
变速比：6.4

第三章 新型滚轮平盘式无级变速器的技术参数及计算

3.1 新型滚轮平盘式无级变速器基本结构尺寸拟订

RCVT 的基本结构尺寸如图

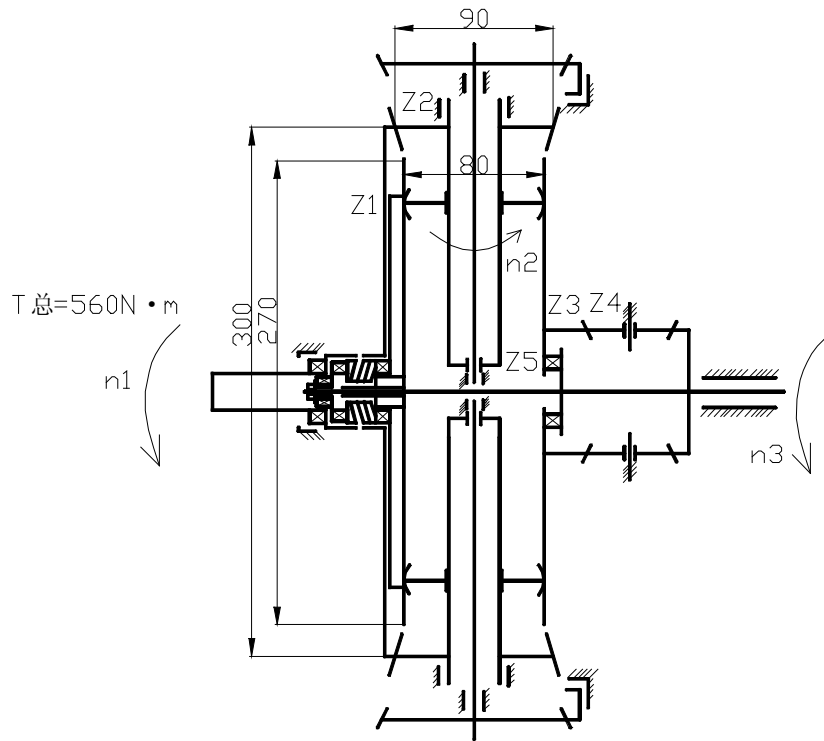


图 3.1

3.2 转速计算

发动机在额定功率下的转速为 2300r/min

即主动锥齿轮的转速 $n_{\max 1}=2300\text{r/min}$

从动锥齿轮的转速 $n_{\max 2}=n_{\max 1} \frac{Z_1}{Z_2}=7666.6\text{r/min}$ 式中 Z_1 表示输入主动大锥

齿轮齿数, Z_2 表示输入从动小锥齿轮齿数。

平盘的转速 $n_{\max 3}=n_{\max 2} \frac{r_{\text{滚轮}}}{r_{\text{平盘 min}}}=6133.3\text{r/min}$ 式中 $r_{\text{滚轮}}$ 表示滚轮半径,

$r_{\text{平盘 min}}$ 表示平盘最小工作半径。

3.3 接触应力计算[1]

发动机在 1500r/min 时发出最大扭矩 $T_{\text{总}}=560\text{ N} \cdot \text{m}$

$T_{\text{滚轮}}=\frac{T_{\text{总}} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}}{4}=42\text{ N} \cdot \text{m}$ 式中 $T_{\text{滚轮}}$ 表示每个滚轮所传递的扭矩。

$F_{\text{滚轮}}=\frac{T_{\text{滚轮}}}{2r_{\text{滚轮}}}=\frac{42}{2 \times 40 \times 10^{-3}}=525\text{ N}$ 式中 $F_{\text{滚轮}}$ 表示每个滚轮接触点处所传递的

摩擦力。

$$N_{\text{压}} = \frac{4F_{\text{滚轮}}}{m} = \frac{4 \times 525}{0.095} = 22105.3 \text{ N} \quad \text{式中 } N_{\text{压}} \text{ 表示平盘的压紧力, } m \text{ 表示牵引系数。}$$

$$a = 10.914 \alpha \sqrt[3]{\frac{Q}{k_d}} \times 10^{-3} \text{ cm} \quad \text{式中 } a, b \text{ 表示接触区椭圆的长、短轴半径, } Q \text{ 表示压紧力, } k_d \text{ 表示当量曲率, 查参考资料[1]表 1-1、表 1-2}$$

$$b = 10.914 \beta \sqrt[3]{\frac{Q}{k_d}} \times 10^{-3} \text{ cm}$$

$$\sigma_{j\max} = \frac{3Q}{2pab} = \frac{4008}{ab} \sqrt[3]{Qk_d^2} = 4008 \sqrt[3]{55263 \times \left(\frac{2}{4}\right)^2} \quad \text{式中 } \sigma_{j\max} \text{ 表示最大接触应力。}$$

$$= 20719.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$= 2072.0 \text{ MPa}$$

3.4 滚轮的接触疲劳强度计算

$$\sigma_{j\max} = 2072.0 \text{ MPa}$$

设使用寿命为 10000 小时, 输入转速为

2000 r/min。

应力循环次数 $N = 2 \times n \times i \times h$

$$= 2 \times 2000 \times 3.33 \times 60 \times 10000$$

$$= 8 \times 10^9 \text{ (次)}$$

由图 3.2 曲线 1 所示, 14CrMnSiNi2Mo 钢的应力循环次数 8×10^9 次时, 其接触疲劳强度为 2350MPa(大于 $\sigma_{j\max}$), 所以满足要求。

3.5 重要零件刚度设计

3.5.1 工程有限元分析的基本步骤[3]

工程有限元分析的目的一般包括以下两类:

1) 进行结构的最优方案设计;

在进行机械和汽车的结构设计时, 可以通过对可能的结构方案进行有限元法计算。根据对方案计算结果的分析 and 比较, 按强度、刚度和稳定性的要求, 对原方案进行修改和补充, 使结构得到较合理的应力、变形分布, 从而得到较好的结构设计方案。

2) 分析结构损坏原因, 寻找改进途径;

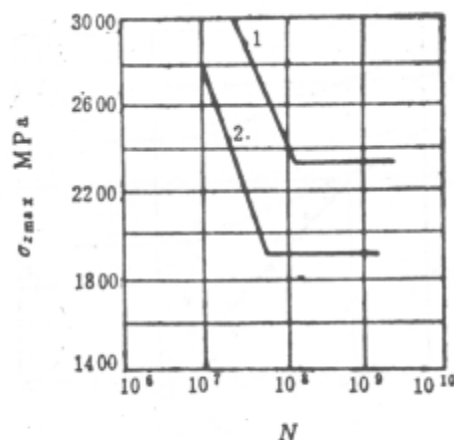


图 3.2 14CrMnSiNi2Mo 钢的接触疲劳 S-N 曲线

1—碳氮共渗试样, 渗层厚度为 0.66mm

2—渗碳试样, 渗层厚度为 0.76mm

当结构在工作中发生故障如，裂纹、断裂或磨损过大时，可利用有限元法进行分析。研究结构损坏的原因，找出危险区域和部位，提出改进设计的方案，并进行相应的计算分析，直至找到合理的结构为止。工程有限元分析的基本步骤为：

一、对工程问题的力学分析

将工程问题抽象为力学模型的过程，包括了解结构形状、载荷和支承方面的特点并对某些结构形状、构件的连接和边界条件等方面的简化。这一步工作的好坏将对整个计算起非常重要的作用。分析结果的成败取决于分析者的力学知识、专业知识和有限元基础知识，并随分析者经验的积累而越来越准确。

二、网格划分(Pre-Processing)

根据结构特点，确定单元类型，利用通用有限元分析软件中的前处理模块对结构划分。网格划分的质量决定了有限元分析的计算精度和计算效率。

三、施加边界条件

根据结构的实际工况，选定载荷和约束在网格模型上的的施加方法。边界条件的模拟方法是影响有限元分析成败的重要原因。

四、自动求解

由程序根据结构应用的单元和施加的边界条件自动进行单元分析与整体分析。通过求解模型得到的代数方程组，得到位移、应变、应力等物理量，

五、可视化的结果分析（Post-Processing）

利用通用有限元分析软件中的后处理模块绘出分析结果。如绘出结构的变形图及各种应力分量、应力组合的等色线图。

3.5.2 滚轮变形校核

原结构的 FEA 模型在 Ansys8.0 下所得结果如图 3.3。

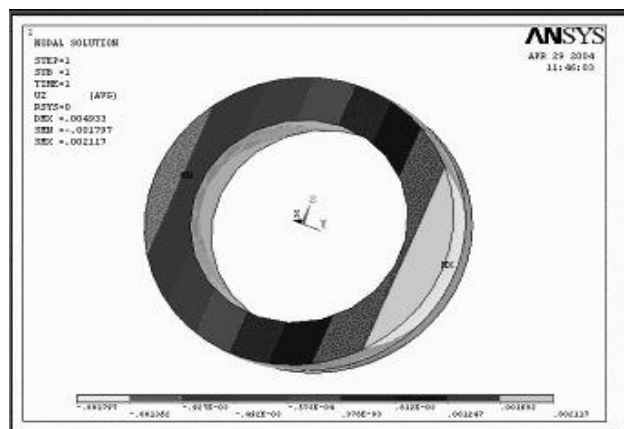


图 3.3 初始设计

经有限元分析后其最大变形为 2.1mm，其变形太大需要改进。
将滚轮的宽度增加 8mm。改进后的 FEA 模型在 Ansys8.0 下所得结果如图 3.4。

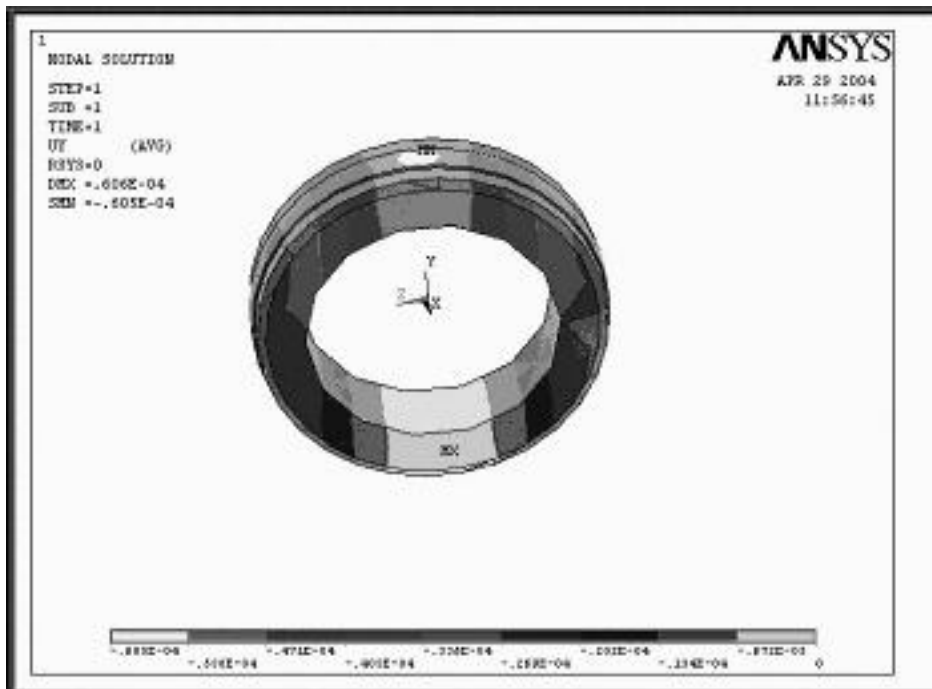


图 3.4 改进设计

经改进后，通过有限元分析得到最大变形为 0.06mm，其变形大为减小。

3.5.3 平盘变形校核

原结构的 FEA 模型在 Ansys8.0 下所得结果如图 3.5。

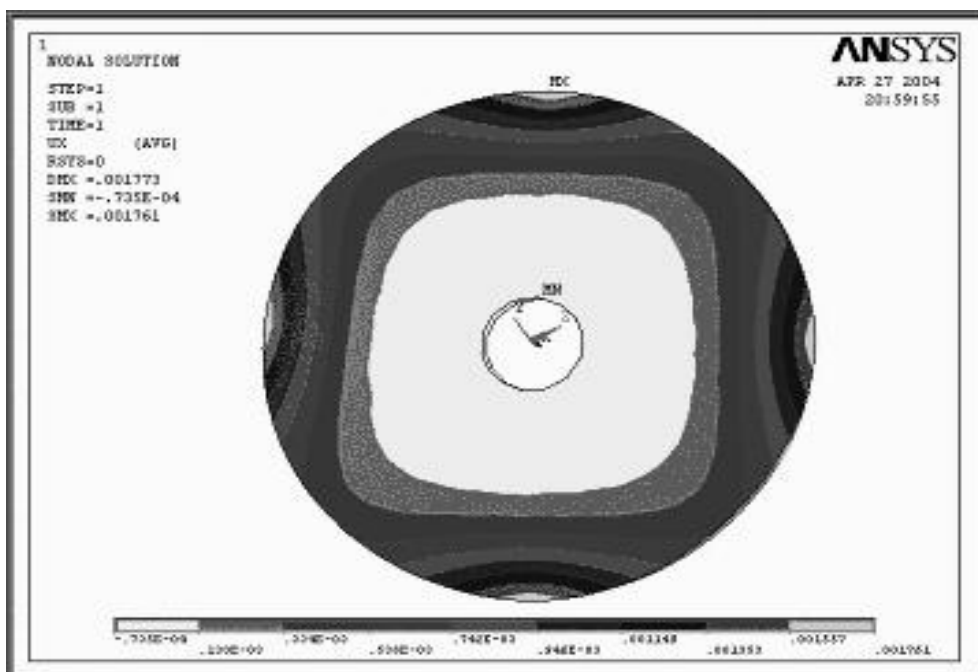


图 3.5 初始设计

经有限元分析后其最大变形为 1.76mm，其变形太大需要改进。

将平盘的厚度从 9mm 增加到 14mm 改进后的 FEA 模型在 Ansys8.0 下所得结果如图 3.6。

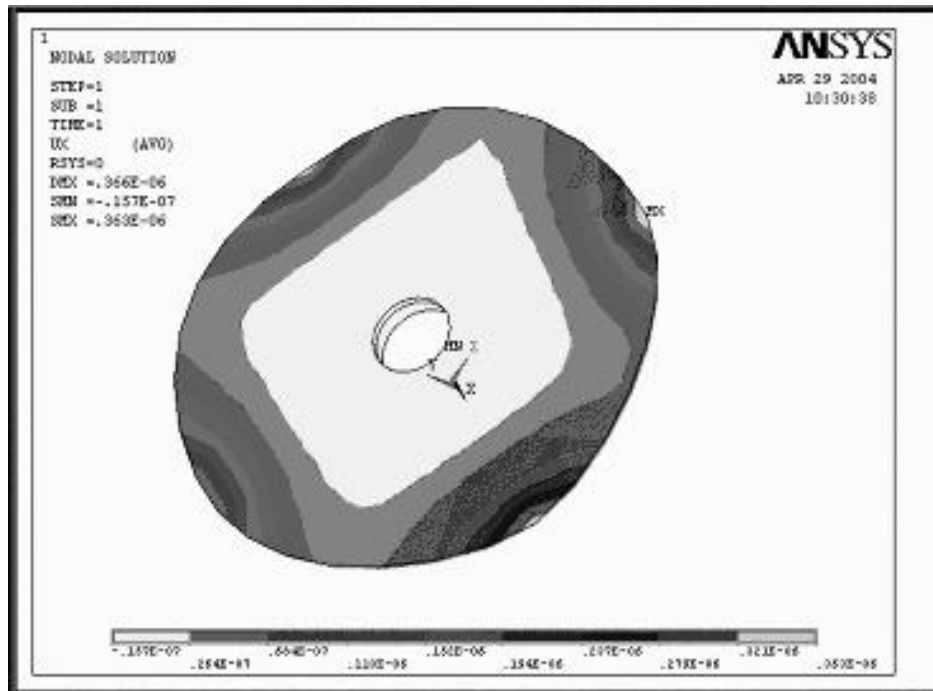


图 3.6 改进设计

通过有限元分析得到最大变形为 0.036mm，其变形大为减小。

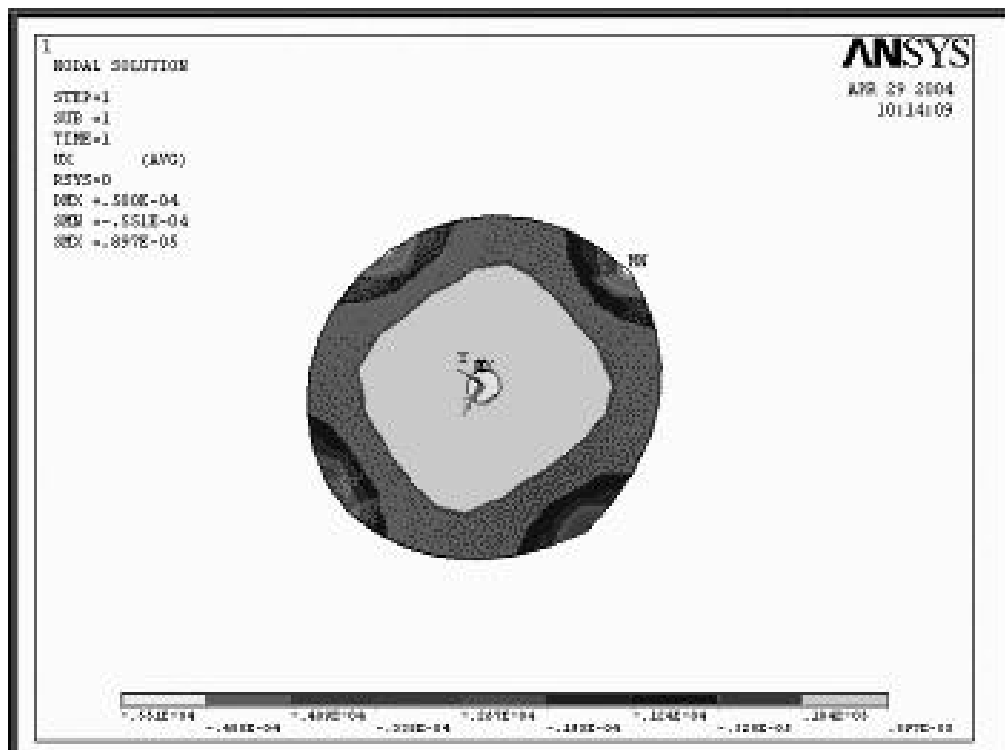


图 3.7 改进设计

--

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_t} = \frac{16T_{\max}}{\pi D^3} = \frac{16 \times 275}{3.14 \times 0.03^3}$$

式中 τ_{\max} 表示 输出轴受的最大扭矩剪切应力。

$$=51.5\text{MPa}$$

3.8 花键强度计算

静联接

$$s_p = \frac{2T \times 10^3}{y_z h l d_m} \leq [s_p]$$

动联接

$$p = \frac{2T \times 10^3}{y_z h l d_m} \leq [p]$$

式中： y ——载荷分配不均系数，与齿数多少有关，一般取 $y=0.7\sim 0.8$ ，齿数多

时取偏小值；

z ——花键的齿数；

l ——齿的工作长度，单位为 mm；

h ——花键齿侧面的工作高度，矩形花键， $h = \frac{D-d}{2} - 2C$ ，此处 D 为外

花键的大径， d 为内花键的小径， C 为倒角尺寸，单位均为 mm；

渐开线花键， $\alpha = 30^\circ$ ， $h=m$ ； $\alpha = 45^\circ$ ， $h=0.8m$ ， m 为模数；

d_m ——花键的平均直径，矩形花键， $d_m = \frac{D+d}{2}$ ；渐开线花键， $d_m = d_i, d_e$

为分度圆直径，单位为 mm；

$[s_p]$ ——花键联接的许用挤压应力，单位为 MPa，见表 3.1；

$[p]$ ——花键联接的许用压力，单位为 MPa，见表 3.1。

表 3.1 花键联接的许用挤压应力、许用压力

MPa

许用挤压应力、 许用压力	联接工作 方式	使用和制造 情况	齿面未经 热处理	齿面经热 处理
$[s_p]$	静联接	不良	35~50	40~70
		中等	60~100	100~140
		良好	80~120	120~200
$[p]$	空载下移动 的动联接	不良	15~20	20~35
		中等	20~30	30~60
		良好	25~40	40~70

	在载荷作用	不良		3~10
	下移动的动力	中等		5~15
	联接	良好		10~20

输出轴花键联接强度计算

输出轴花键联接为静联接

$$s_p = \frac{2 \times 273 \times 10^3}{0.7 \times 28 \times 26 \times 1 \times 28} = 38.27(\text{MPa}) \leq [s_p]$$

滚轮花键联接强度计算

滚轮花键联接为动联接

$$p = \frac{2 \times 42 \times 10^3}{0.8 \times 10 \times 25 \times 2.2 \times 55} = 3.47(\text{MPa}) \leq [p]$$

3.9 输入锥齿轮计算

运用《机械设计手册（软件版）》进行齿轮计算如下：

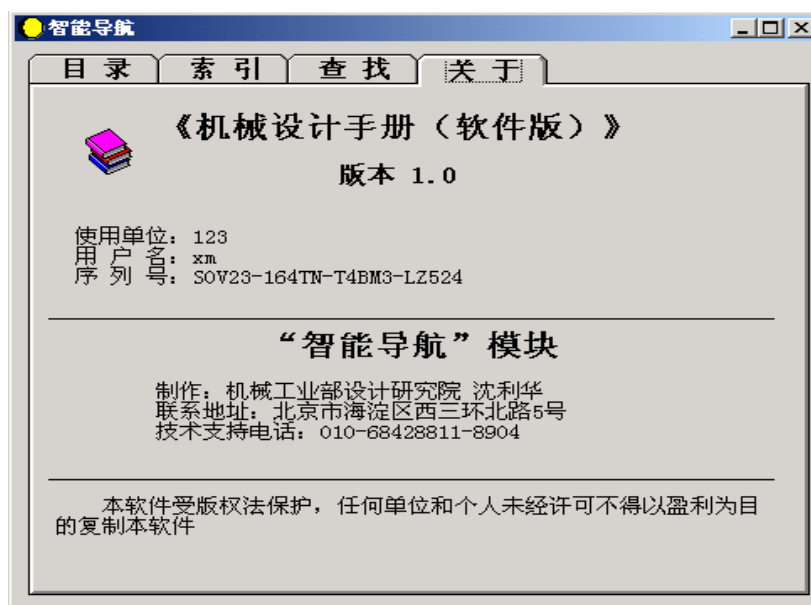


图 3.9 机械设计手册（软件版）



图 3.10 输入设计参数



图 3.11 材料及热处理



图 3.11 基本参数

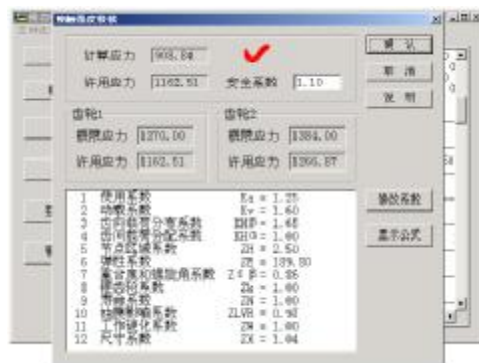


图 3.12 接触强度校核

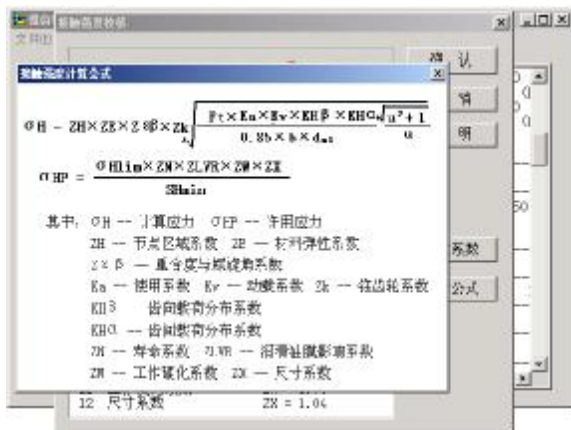


图 3.13 接触强度计算公式



图 3.14 弯曲强度校核

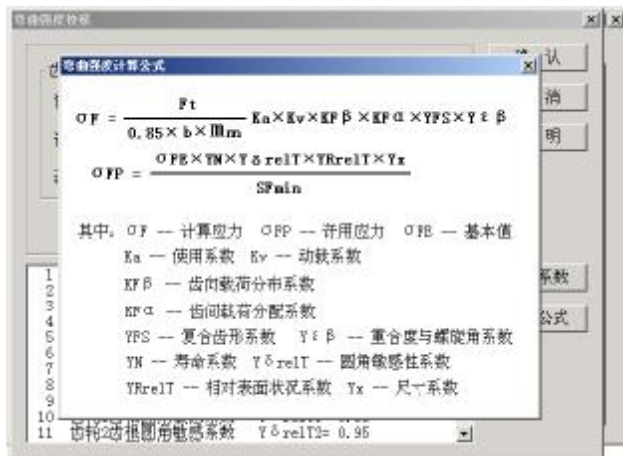


图 3.15 弯曲强度计算公式

锥齿轮设计结果报告

一、锥齿轮设计输入参数

- | | |
|---------------|-----------------|
| 1. 传递功率 P | 21.99 (kW) |
| 2. 传递转矩 T | 140.00 (N.m) |
| 3. 齿轮 1 转速 n1 | 1500.00 (r/min) |
| 4. 齿轮 2 转速 n2 | 5000.00 (r/min) |
| 5. 传动比 i | 0.30 |
| 6. 齿数比 U | 0.30 |
| 7. 预定寿命 H | 10000 (小时) |
| 8. 原动机载荷特性 | 轻微振动 |
| 9. 工作机载荷特性 | 轻微振动 |

二、材料及热处理

- | | |
|-----------------|------------|
| 1. 齿面类型 | 硬齿面 |
| 2. 热处理质量要求级别 | ME |
| 3. 齿轮 1 的材料及热处理 | |
| 材料名称 | 45 |
| 热处理 | 表面淬火 |
| 硬度范围 | 45~50(HRC) |
| 硬度取值 | 50 (HRC) |

接触强度极限应力 $\sigma_b(H1)$	1286 (N/mm ²)
接触强度安全系数 $S(H1)$	1.10
弯曲强度极限应力 $\sigma_b(F1)$	375 (N/mm ²)
弯曲强度安全系数 $S(F1)$	1.40

4. 齿轮 2 的材料及热处理

材料名称	20CrMnTi
热处理	渗碳
硬度范围	56~62(HRC)
硬度取值	60 (HBS)
接触强度安全系数 $S(H2)$	1.10
弯曲强度极限应力 $\sigma_b(F2)$	441 (N/mm ²)
弯曲强度安全系数 $S(F2)$	1.40
弯曲强度许用应力 $[\sigma](F2)$	610 (N/mm ²)

三、齿轮基本参数(mm)

项目名称	齿轮 1	齿轮 2
1. 大端模数 m		3.00
2. 齿 数 z	100	30
3. 大端分度圆直径 d_e	300.00	90.00
4. 分锥度（度） δ	73.3008	16.6992
5. 切向变位系数 x_t	0.00	0.00
6. 法向变位系数 x	0.00	0.00
7. 外锥距 R_e		156.60
8. 齿宽系数 ϕ_R		0.08
9. 齿 宽 B		12.00
10. 轴线夹角 Σ		90.0000 （度）
11. 顶 隙		不等顶隙
12. 平均分度圆直径 d_m	288.00	86.40
13. 中锥距 R_m		150.34
14. 平均模数 M_m		2.88

15. 齿顶高 H_a	3.00	3.00
16. 齿根高 H_f	3.60	3.60
17. 齿顶角 θ_a (度)	1.0975	1.0975
18. 齿根角 θ_f (度)	1.3169	1.3169
19. 顶锥角 δ_a (度)	74.3982	17.7967
20. 齿顶角 δ_f (度)	71.9839	15.3824
21. 齿顶圆直径 d_a	301.72	95.75
22. 冠顶距 AK	42.13	149.14
23. 大端分度圆齿厚 s	4.71	4.71
24. 大端分度圆法向弦齿厚 s	4.71	4.71
25. 大端分度圆法向弦齿高 $h_n(_)$	2.98	3.04
26. 当量齿数 z_v	348.01	31.32
27. 导圆半径 r_τ		0.00
28. 端面重合度 $\varepsilon_{v\alpha}$		1.80
29. 轴向重合度 $\varepsilon_{v\beta}$		0.00
30. 法向重合度 $\varepsilon_{v\alpha n}$		1.80
31. 中点分度圆的切向力 F_t		972.22
32. 径向力 F_r	101.68	338.94
33. 轴向力 F_x	338.94	101.68
34. 齿轮速度 V_m		22.62
35. 支承情况	两轮皆两端支承	

四、接触强度、弯曲强度校核结果和参数

1. 齿轮 1 接触强度许用应力 $[\sigma_H]_1$	1183.66 (N/mm ²)
2. 齿轮 2 接触强度许用应力 $[\sigma_H]_2$	1283.62 (N/mm ²)
3. 接触强度计算应力 σ_H	908.63 (N/mm ²) 满足
4. 齿轮 1 弯曲强度许用应力 $[\sigma_F]_1$	522.80 (N/mm ²)
5. 齿轮 1 弯曲强度计算应力 σ_F	395.93 (N/mm ²) 满足
6. 齿轮 2 弯曲强度许用应力 $[\sigma_F]_2$	609.09 (N/mm ²)
7. 齿轮 2 接触强度计算应力 σ_F	414.62 (N/mm ²) 满足

1. 圆 周 力 F_t	972.22 (N)	
2. 齿轮线速度 V_m	22.62 (m/s)	
3. 使用系数 K_a	1.35	
4. 动载系数 K_v	1.95	
5. 齿向载荷分布系数 K_{Hb}	1.65	
6. 齿间载荷分布系数 K_{Ha}	1.00	
7. 是否修形齿轮	否	
8. 节点区域系数 Z_H	2.50	
9. 材料的弹性系数 Z_E	189.80	
10. 接触强度重合度系数 Z_e	0.86	
11. 接触强度螺旋角系数 Z_b	1.00	
12. 重合、螺旋角系数 Z_{eb}	0.86	
13. 锥齿轮系数 Z_k	1.00	
14. 接触疲劳寿命系数 Z_n	1.00	
15. 是否允许有一定量的点蚀	否	
16. 润滑油膜影响系数 Z_{lvr}	0.97	
17. 润滑油粘度（50 度）	120.00	
18. 工作硬化系数 Z_w	1.00	
19. 接触强度尺寸系数 Z_x	1.04	
20. 齿向载荷分布系数 K_{fb}	1.65	
21. 齿间载荷分布系数 K_{fa}	1.00	
22. 抗弯强度重合度系数 Y_e	0.67	
23. 抗弯强度螺旋角系数 Y_b	1.00	
24. 抗弯强度重合、螺旋角系数 Y_{eb}	0.67	
25. 复合齿形系数 Y_{fs}	4.30	4.51
26. 寿命系数 Y_n	1.00	1.00
27. 齿根圆角敏感系数 Y_{dr}	0.95	0.95
28. 齿根表面状况系数 Y_{rr}	1.00	1.00
29. 尺寸系数 Y_x	1.03	1.02

30. 载荷类型 双向转动齿轮
31. 齿根表面粗糙度 $Rz \leq 16 \mu m$
32. 基本齿条类别 $hf/Mnm = 1.25, pf/Mnm = 0.20$

五、齿轮精度

项目名称	齿轮 1	齿轮 2
1. 第一组精度	7	7
2. 第二组精度	7	7
3. 第三组精度	7	7
4. 齿轮副侧隙	a	
5. 齿轮副法向侧隙公差	A	

3.10 输入轴承计算

由输入锥齿轮计算可知锥齿轮圆周力 $F_t = 998.22 N$ 。

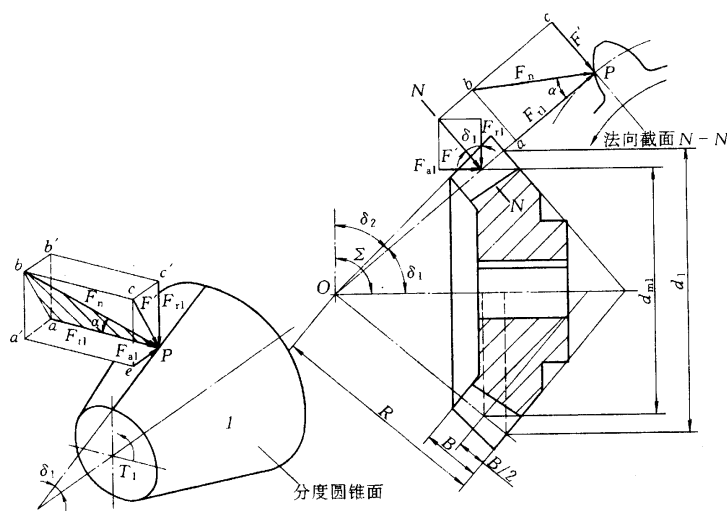


图 3.16 直锥齿轮受力分析

$$\left\{ \begin{aligned} F_t &= \frac{2T_1}{d_{m1}} \\ F' &= F_t \tan \alpha \\ F_{r1} &= F' \cos d_1 = F_t \tan \alpha \cos d_1 = F_{a2} \\ F_{a1} &= F' \sin d_1 = F_t \tan \alpha \sin d_1 = F_{r2} \\ F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha} \end{aligned} \right.$$

$$F' = 998.22 \times \tan 20^\circ = 363.3 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 363.3 \times \cos 17^\circ = 347.4 \text{ N}$$

$$F_{a1} = 363.3 \times \sin 17^\circ = 106.3 \text{ N}$$

轴承类型：

深沟球轴承

轴承代号：

6010

表 3.2 输入轴承计算结果

轴承参数	工作参数	计算结果
轴承内径：50mm	径向载荷：347.4N	当量动载荷：214.00N
轴承外径：80mm	轴向载荷：106.3N	当量静载荷：382.14N
轴承宽度：16mm	使用寿命：1000h	计算寿命：1.15201E6 小时
额定动载荷：16800N	工作转速：7000r/min	
额定静载荷：12800N	接 触 角：45	
极限转速：7000r/min	载荷系数：1.1	
润滑方式：油润滑		

3.11 加压轴承计算

轴承类型：

圆锥滚子轴承(30000)

轴承代号：

31311

表 3.3 加压轴承计算结果

轴承参数：	工作参数：	计算结果：
轴承内径：60mm	径向载荷：1	当量动载荷：8800.45N
轴承外径：130mm	轴向载荷：20000N	当量静载荷：4840.56N
轴承宽度：34mm	使用寿命：10000h	计算寿命：12853h
额定动载荷：138000N	工作转速：5000 r/min	
额定静载荷：102000N	接 触 角：45	

极限转速：3200 r/min 润滑方式：油润滑	载荷系数：1.1	
-----------------------------	----------	--

3.12 几何滑动计算[1] (几何滑动和滚轮平盘传动效率计算由韩珍同学完成)

$$e = \frac{1}{\frac{R}{0.792 \times 10.914 \times 10^{-3} \sqrt[3]{2Q}} + 1}$$

式中 e 表示几何滑动， R 表示平盘工作半径， Q 表示压紧力。

在 matlab6 中编程如下：

```
hold on
for(R=5:0.1:12.5);
    Q=20000;
    A=1/(R/(0.792*10.914*0.001*(2*Q)^(1/3))+1);;
    plot(R,A);
end
```

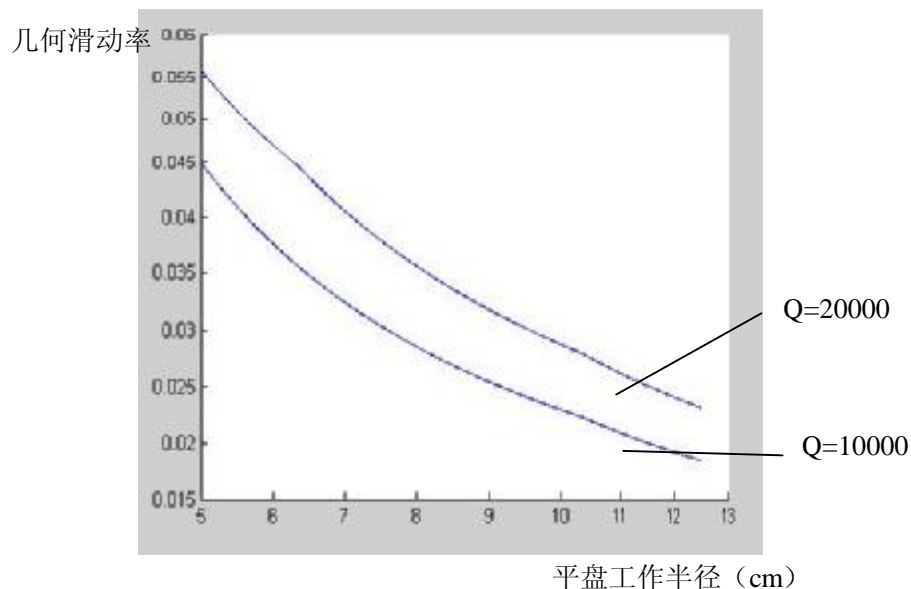


图 3.17 几何滑动关系

如图 3.17 可知,RCVT 在压紧力为 20000N,并且平盘工作半径取最小值 50mm 时,其几何滑动为最大值 5.6%,满足几何滑动率小于 10~15%的要求。

3.13 滚轮平盘传动效率计算

$$h = \frac{\frac{R}{\sqrt[3]{2Q}} - 0.4013 \times 10.914 \times 10^{-3}}{\frac{R}{\sqrt[3]{2Q}} + 0.792 \times 10.914 \times 10^{-3}}$$

式中 h 表示滚轮平盘传动效率, R 表示平盘工作半径, Q 表示压紧力。

在 matlab6 中编程如下:

```
hold on
for(R=5:0.1:12.5);
    Q=4000;
    Y=(R-0.4013*10.914*0.001*(2*Q)^(1/3))/(R+0.792*10.914*0.001*(2*Q)^(1/3));
    plot(R,Y);
end
```

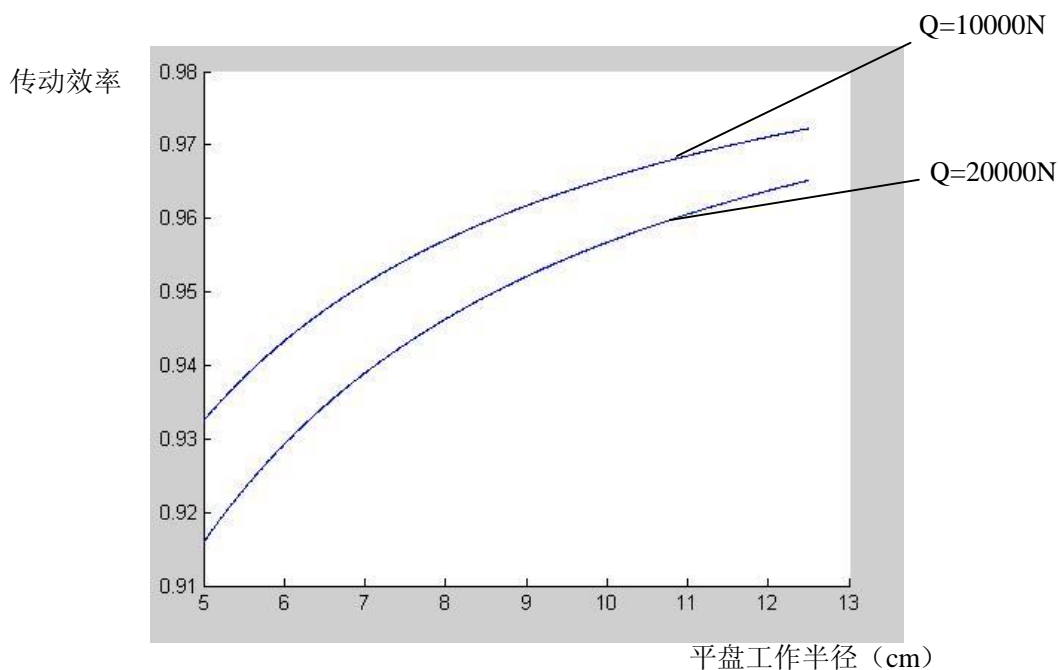


图 3.18 滚轮平盘传动效率图

由图 3.18 可知, RCVT 的传动效率与平盘的工作半径和压紧力有关。平盘的工作半径越大其传动效率越高, 压紧力越大其传动效率越低。在压紧力为 20000N, 并且平盘工作半径取最小值 50mm 时, 其传动效率将到最低为 91.6%。在压紧力为 10000N, 并且平盘工作半径取 125mm 时, 其传动效率提高到 97.2%。

RCVT 在传动效率方面还是很高的。

第四章 设计的创新点

4.1 动力分流

动力分流（多达 8 路支流）传动，实现了大扭矩下的牵引传动。

4.2 将新型滚轮平盘式无级变速器与涡轮增压柴油机相匹配

RCVT 的滚轮是主动件，动力从发动机出来分为四路传到四个滚轮上。在这个传动过程中要使用锥齿轮。主动锥齿轮的直径就会有些偏大再加上发动机的转速比较高，这样就导致锥齿轮的线速度过高。这是本设计的一个难点。改进的方法一是将锥齿轮直径减小，方法二是选择较低转速的发动机，方法三是改变传动形式。

通过逆向思维，主动锥齿轮的直径偏大有一定的好处。现在的 CVT 几乎只能用于小型车上，主要是受到传动扭矩限制。中、大型汽车大多采用涡轮增压柴油机，采用涡轮增压柴油机的特点是：最高转速较低一般只有 2000r/min 左右；扭矩大。涡轮增压柴油机的转速较低可以有效地降低主动锥齿轮的线速度。主动锥齿轮与从动锥齿轮采用增速传动提高滚轮的线速度，有利于降低滚轮与平盘的油膜牵引力和接触应力，从而提高 RCVT 的承载能力。

综合以上因素，RVCT 与涡轮增压柴油机相匹配是适当的，使其实用性更强。

4.3 同轴结构布置

输出轴与输入轴是同轴布置。这一点是很理想的。在受力方面，输入轴几乎只受扭矩，没有循环应力，这样的设计比较好。输出轴受扭矩和拉力，但没有循环应力这种设计比较好。在总尺寸方面，这种布置尺寸较紧凑。

4.4 输出轴浮动加压结构

加压装置上的各个力在本身内部平衡。采用输出轴作为拉杆结构紧凑，不要增加零件。输出轴不受循环应力，受力状况较佳。

4.5 加压轴承的结构布置、承载能力和使用寿命的优化设计

RCVT 采用油膜牵引传动其实也是摩擦传动，施加在摩擦副间的法向压紧力高达其所传递的有效圆周力的 10 倍。其最大正压力为 22105.3 N，对轴承的轴向承载能力有很高的要求。由于平盘转速较高，其对轴承的极限转速要求较高。

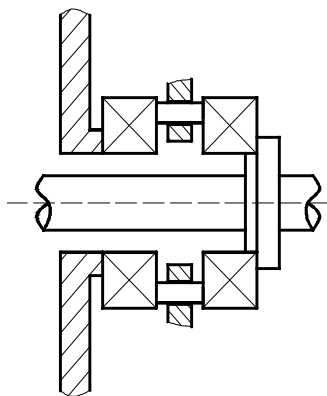


图 4.1 方案 a

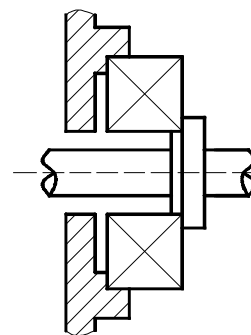


图 4.2 方案 b

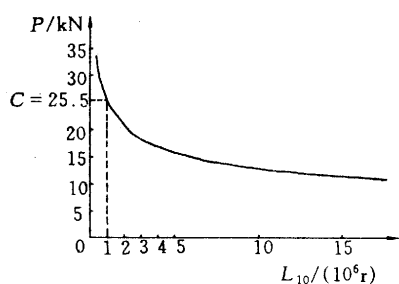


图 4.3 轴承寿命曲线

由于平盘与轴速度大小相同方向相反，方案 a 中平盘通过两个推力轴承和圆柱销与轴来实现压力的传递。这样做的好处是将轴承的转速降低，但结构复杂轴承的尺寸受到限制其承载能力和使用寿命有限。如图 4.3 所示，滚动轴承的寿命与其受力有很密切的关系。在轴承受到的载荷与其额定载荷相等的条件下，其寿命为 10^6 转。为了提高轴承的使用寿命就需要提高轴承的额定动载荷。这样就会使轴承的尺寸加大，但是轴承的尺寸增大会导致其极限转速降低，其极限转速与离心运动和陀螺仪效应有关。结合上面的因素，产生了方案 b。方案 b 平盘与轴直接用一个推力轴承来实现压力的传递。由于平盘与轴速度大小相同方向相反，所以导致轴承的滚动体几乎只有自转而没有公转。这样轴承的离心作用和陀螺效应几乎可以忽略不计，也就是推力轴承的极限转速可以提高很多。在轴承承载能力和使用寿命方面，由于轴承尺寸没有受到限制，所以其承载能力和使用寿命可以作到满足使用要求。考虑到以上因素，最终采用方案 b，解决了承载能力、极限转速和使用寿命等问题。

4.6 调速机构的结构设计和保证四个滚轮同步移动的措施

RCVT 的动力通过 4 个滚轮传动，4 个滚轮的同步就是其中的一个关键性问题。为了实现其同步，可以采用丝杠调速。其结构如图：

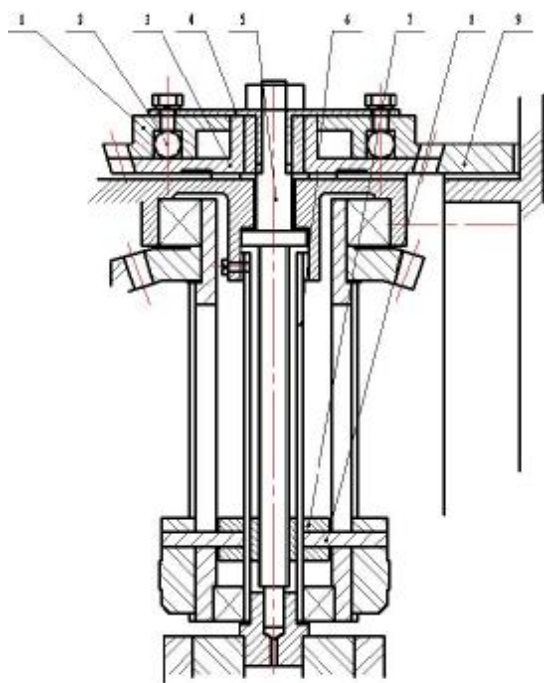


图 4.4 调速结构图

- 1.调速小齿轮 I 2.压缩弹簧 3.调速小齿轮 II
4.调节盘 5.丝杠 6.导向筒 7.调速螺母 8.推力片
9.调速大锥齿环

要保证 4 个滚轮同步就要尽量消除或减小影响其同步的因素。影响其同步的因素主要有：丝杠不同步、调速锥齿轮间的间隙、丝杠与螺母之间的间隙、丝杠与端盖之间的间隙和调速螺母与推力片之间的间隙。采取的措施如下：1.调节盘与丝杠通过花键联接，通过调节调节盘与调速小锥齿轮的角度来实现丝杠的同步 2.调速小锥齿轮采用分体式结构通过弹簧预紧使间隙消除。 3. 丝杠与螺母采用耐磨性好的材料减小其间隙变化。 4. 在丝杠与端盖间安装耐磨垫片减小磨损。 5. 增大调速螺母与推力片的接触面积，并采用高耐磨性材料。

通过以上的方法可以有效地减小 4 个滚轮的不同步现象。从而减小内部循环功率，提高 RCVT 的传动效率。

为了使推力片安装在滚轮上，花键筒上开有槽。推力片与滚轮一起转动，推力片与调速螺母之间有相对转动。为了使螺母不跟随推力片一起转动需要加固导向装置，调速螺母在导向筒（固定在端盖上）中滑动。调速螺母设计为球面，调速螺母与推力片作成一体，在安装时将装配好的调速螺母和推力片插入花键筒中，然后旋转 90° 。再将滚轮与推力片连接。调速螺母的导向槽与导向筒配合，调速螺母在导向筒上滑动。

4.7 自动加压装置的布置和结构设计

大多数无级变速器均采用自动加压装置，其压紧力与负载转矩成反比变化，可减小滑动、提高传动效率和寿命，便于实现恒功率传动以充分利用动力，但不能防止过载，因而应设置限制过载的安全联轴器等过载保护装置。即使在自动加

压装置中，仍应有刚性适当的弹簧以保持一个经常的预压力，使其能迅速安全地起动。

自动加压装置的种类很多，按工作原理的不同，大致可以分为以下几类：

- (1) 通过螺旋面转动而产生轴向压紧力来进行加压的。如钢球（柱）V形槽式、端面凸轮式、螺旋和斜齿轮加压装置等，
- (2) 利用摇摆齿轮箱的反作用力矩进行加压的。
- (3) 利用弹性环的自动楔紧作用进行加压的。

RCVT 采用端面凸轮式自动加压装置定升角端面凸轮加压装置的结构。端面凸轮加压装置的结构如图 4.6，它由凸轮 1、2 和弹簧 3 等组成。通常，弹簧的作用在于空载或最小负载时以保持最低限度的压紧力。弹簧压紧力的大小用调节螺母来调节，凸轮 1 用花键与输入套联接，凸轮 2 用花键与主动锥齿轮联接。端面凸轮

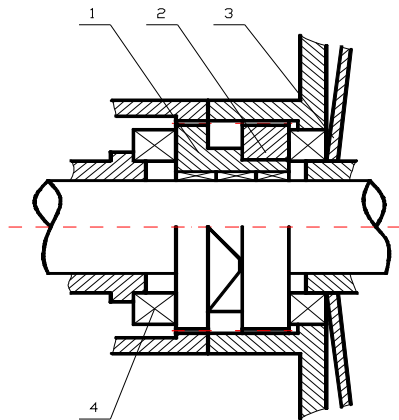


图 4.6 端面凸轮自动加压装置

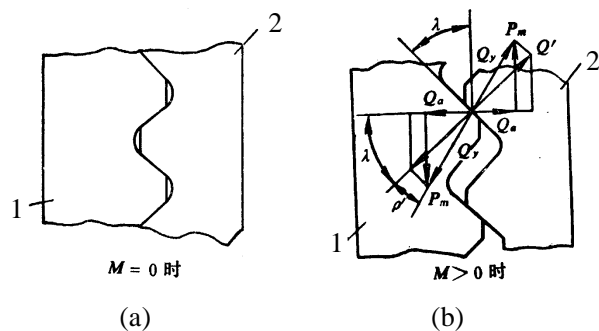


图 4.7 端面凸轮

1 和 2 以具有一定升角的螺旋面来传递转矩。空载时（图 4.7a），凸轮 1 通过螺旋面推动凸轮 2 一齐转动，这时凸轮端面完全嵌合，相当于一个刚性联轴节，相互作用力甚微。传递负载时（图 4.7b），在负载转矩（与运动方向相反）的作用下，使主、从动凸轮 1 和 2 相对转动，因而在螺旋结合面的公法线方向产生一对等值反向的作用力。它们的切向分量形成的力矩分别与负载转矩和驱动转矩相平衡，其轴向分量，作用于凸轮 2 上者即成为通过加压弹簧压在从动平盘 I 和摩擦滚轮处的轴向压紧力，作用在凸轮 1 上者为通过止推轴承输出轴等压到从动平盘 II 和滚轮接触处，从而形成浮动加压的力平衡封闭系统。由图 5.7b 按力平衡条件可求得轴向压紧力 Q_a 。

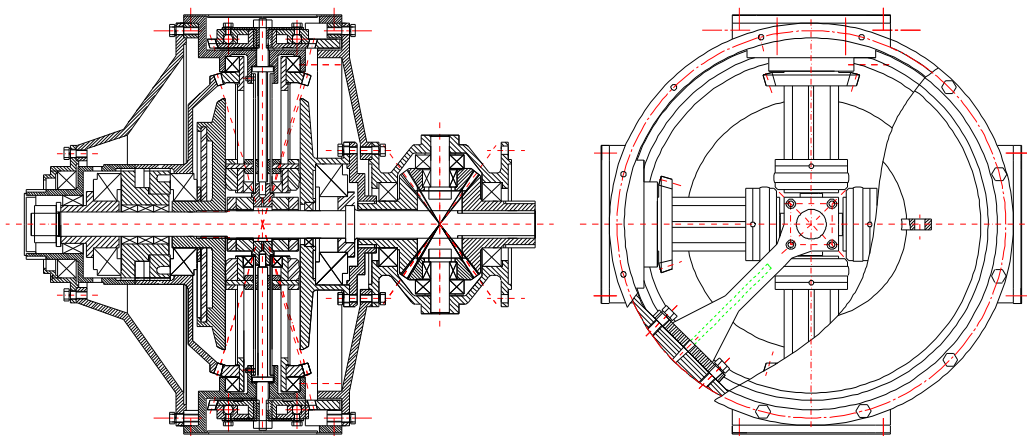


图 4.8 RCVT 结构图

第五章 结 论

RCVT 传动的最大扭矩达到 560N.m,比以前的机械式 CVT 有较大提高,达到国际先进水平。可以在载货汽车和客车得到应用。使其发动机始终处于最佳工况下工作,使得车辆的动力性与发动机的燃油经济性获得最优匹配,使发动机经济性好、效率高、排放降低。有利于节能和环保,还可以提高汽车的加速性能和舒适性。

致 谢

本次设计是在刘雍德教授、伍德荣教授和孙国兴老师的悉心指导下完成的,他们严谨的治学态度、高深的学术水平使我受益匪浅,他们对本人在学习、工作、生活等方面的深切关心与帮助使我终生难忘。在此谨向刘雍德教授、伍德荣教授和孙国兴老师表示衷心的感谢和诚挚的敬意!

最后感谢机械工程系领导、老师和同学在我学习期间的关心、支持和帮助!

参考文献

- [1] 阮忠唐主编. 机械无级变速器[S]. 北京: 机械工业出版社, 1983.10.
- [2] 崔光彩编著. 牵引传动行星无级变速器设计[S]. 郑州: 河南科学技术出版社, 1994.2.

- [3] 姜勇,张波编著. **ANSYS 7.0 实例精解**[S]. 北京: 清华大学出版社, 2004.1.
- [4] 郑提,唐可洪主编. 机电一体化设计基础[S]. 北京: 机械工业出版社, 2003.1.
- [5] 濮良贵, 纪名刚主编. 机械设计[S]. 北京: 高等教育出版社, 1996.11.
- [6] 清源计算机工作室编著. **MATLAB 6.0 基础及应用**[S]. 北京: 机械工业出版社, 2001.5.
- [7] 朱张校主编. 工程材料[S]. 北京: 清华大学出版社, 2001.1.
- [8] 成大先主编. 机械设计手册[S]. 北京: 化学工业出版社, 2001.3.
- [9] 《汽车标准资料手册》编写组编. 汽车标准资料手册（上, 中, 下）. 北京: 技术标准出版社. 1972.6.
- [10] 周有强主编. 机械无级变速器[S]. 北京: 机械工业出版社. 2001.7.