

基于 Pro/E 的二级减速器设计、三维建模、装配与运动仿真

摘 要

本课题主要研究的内容是根据减速器设计的原始资料，研究减速器够组成部分（包括齿轮、轴、轴承、上箱体和下箱体）的设计及校核方法。对二级圆柱齿轮减速器设计进行功能分解，确立齿轮减速器三维参数化设计方法以及齿轮减速器零件（各主要传动件，标准件等）模型库、总装配库的构建方法。并用 Pro/E 进行二级圆柱直齿轮机构的三维建模，对圆柱直齿轮减速器的机构的组成，内部传动部件，进行装配和运动仿真。

Pro/Engineer 是一个参数化、基于特征的实体造型系统，具有单一数据库功能。本文在减速器零部件几何尺寸数值计算的基础上，利用 Pro/E 软件实现了齿轮系和轴系等零件特征的三维模型设计；利用 Pro/E 软件实现了齿轮系和轴系的虚拟装配，具有较好的通用性和灵活性。此系统的实现可以使设计人员在人机交互环境下编辑修改，快速高效地设计出圆柱齿轮减速器产品，同时通过 Pro/E 对二级减速器进行建模设计，规划零件的装配过程，然后运用机构分析进行运动仿真，建立机构运动分析，提高效率 and 精度奠定了基础。

从三维开始设计，在现有的软件支持下，这个模型至少有可能表达出设计构思的全部几何参数，整个设计过程可以完全在三维模型上讨论，对设计的辅助就很容易迅速扩大的全过程，设计的全部流程都能使用统一的数据，从三维开始的设计，二维工程图的表达仍然要遵守传统设计的要求。

关键词： 二级减速器 轴承 齿轮 Pro/E

The design of two-grade cylindrical gear reducer based on Pro/Engineer

Abstract

The main research topics are based on the design of the original data reducer, reducer enough of component parts (including gears, shafts, bearings, the upper casing and lower casing) design and verification method. Of the two conical gear reducer design of functional decomposition, the establishment of three-dimensional parametric gear reducer and gear reducer design parts (the main transmission parts, standard parts, etc.) model library, the total assembly method of constructing the library^[1]. And with the inventor of virtual software and database technology, for two conical cylindrical gears three-dimensional modeling of conical reducer cylindrical body composition, the internal transmission parts, and assembly interference analysis, stress and strain analysis, spatial motion analysis, motion simulation, eventually to produce two dimensional drawings.

Pro/Engineer, a parameterized solid modeling system based on feature, with a single database function, which has a single database^[2]. The realization of this system can make designers devise the product of cylinder gear reducer fast and efficiently Under human-computer interaction environment. Meanwhile, the paper describes the parametric design of two stage reducer and the assembly process of parts based on Pro/E, analyzes the mechanism movement and gets expectant movement simulation In doing so, design efficiency and precision can be increased greatly.

Starting from the three-dimensional design, in support of existing software, this

model may be expressed at least all the geometric parameters of the design concept, the whole design process can be fully discussed in the three-dimensional model, it is easy to design the supporting rapid expansion of the whole process the design of all the processes can use a unified data, starting from the three-dimensional design, the expression of two-dimensional engineering drawings still have to comply with the requirements of traditional design.

KEY WORDS Two-grade cylindrical gear reducer,Bearing,Gear,Pro/Engineer

目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	II
引 言.....	1
1 减速器的设计计算.....	2
1.1 传动方案的拟定.....	2
1.2 电动机选择.....	2
1.2.1 电动机类型选择.....	2
1.2.2 电动机功率的选择.....	2
1.2.3 电动机转速的选择.....	3
1.3 传动系统的运动和动力参数.....	4
1.3.1 计算传动装置总传动比.....	4
1.3.2 分配减速器的各级传动比.....	4
1.3.3 计算传动装置的运动和动力参数.....	4
1.4 传动零件的设计计算.....	5
1.4.1 V 带传动的设计计算.....	5
1.4.2 高速级齿轮传动设计.....	7
1.4.3 低速级齿轮传动设计.....	11
1.4.4 输出轴的设计计算.....	15
1.4.5 中间轴的设计计算.....	23
1.4.6 高速轴的设计计算.....	23
1.5 滚动轴承的选择和计算.....	24
1.6 键的选择和校核.....	24
1.6.1 低速轴键的校核.....	24
1.6.2 中间轴键的校核.....	25
1.7 减速器箱体各部分结构尺寸.....	25
1.8 减速器附件的选择.....	26
1.9 润滑与密封.....	27

1.9.1 齿轮的润滑.....	27
1.9.2 滚动轴承的润滑.....	27
1.9.3 密封形式的选择.....	27
1.10 其他技术说明.....	27
2 基于 Pro/E 的减速器各部位零件的建模.....	29
2.1 高速级大齿轮的建模.....	29
2.1.1 绘制大齿轮基本曲线.....	29
2.1.2 创建齿廓曲线.....	32
2.1.3 绘制毂孔及辐孔.....	34
2.2 低速级小齿轮建模.....	36
2.3 低速级大齿轮建模.....	38
2.4 轴承的造型.....	40
2.5 轴的建模.....	42
2.5.1 高速齿轮轴的建模.....	42
2.5.2 中间轴的建模.....	46
2.5.3 低速轴的建模.....	46
2.6 箱体的建模.....	47
2.7 其它减速器附件的建模.....	51
3 基于 Pro/E 的减速器装配.....	54
3.1 装配的约束类型.....	54
3.2 连接转配.....	55
4 基于 Pro/E 的减速器运动仿真.....	59
结束语.....	61
致 谢.....	62
参考文献.....	63

引 言

减速器是应用于原动机和工作机之间的独立传动装置，具有结构紧凑、传动效率较高、传递运动准确可靠、使用维护方便和可成批生产等特点。传统的减速器手工设计通常采用二维工程图表示三维实体的做法，这种做法不仅不能以三维实体模型直观逼真地显现出减速器的结构特征，而且对于一个视图上某一尺寸的修改，不能自动反应在其他对应视图上。

1985 年美国 PTC 公司开始建模软件的研究，1988 年 V1.0 的 Pro/ENGINEER 诞生，随后美国通用汽车公司将该技术应用于各种类型的减速器设计与制造中。目前在基于 Pro/E 的减速器的模型设计、数据分析与生产制造方面美国、德国和日本处于领先地位，美国 Alan-Newton 公司研制的 X-Y 式精密减速器和日本住友重工研制的 FA 型减速器都是目前先进的高精密型齿轮减速器。

Pro/ENGINEER 技术可以方便快捷的实现建立基于零件或子装配体的三维模型设计和装配，并且提供了丰富的约束条件完成可以满足的工程实践要求。建立三维模型在装配体环境下可以很好的对零件进行编辑和修改，在生产实际中便捷的把立体图转换为工程图，在生产应用中充分利用 Pro/E 软件进行几何造型设计，进一步利用数控加工设备进行技术加工，可以显著提高减速器的设计制造精密、设计制造质量、设计制造效率，从而缩短产品更新换代生产的整个周期。而我国在 Pro/E 的减速器三维模型设计方面还相对比较薄弱，因此，随着经济全球化的发展，在此技术上我国需要不断的突破创新，逐步提高“中国创造”在国际市场的竞争力。

1 减速器的设计计算

1.1 传动方案的拟定

根据《机械设计课程设计》^[3] 及设计任务书, 选用如图 1-1 所示的传动方案。

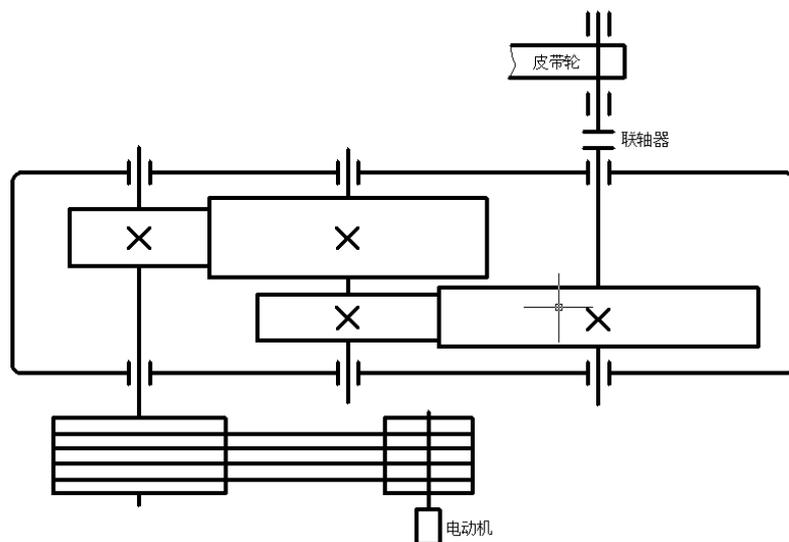


图 1-1 减速器的传动方案

1.2 电动机选择

1.2.1 电动机类型选择

根据电源及工作机工作条件, 选用卧式封闭型 Y(IP44) 系列三相交流异步电动机。

1.2.2 电动机功率的选择

(1) 卷筒轴的输出功率 P_w

$$P_w = \frac{Fv}{1000} = \frac{1800 \times 2.5}{1000} = 4.5 \text{ kW}$$

(2) 电动机输出功率 P_d

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} \tag{1-1}$$

$$\text{传动装置的总效率} \quad \eta = \eta_1 \cdot \eta_2^3 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5$$

式中， η_1 、 η_2 ...为从电动机至卷筒轴之间的各传动机构和轴承的效率。由《机械设计课程设计》^[4]表 2-4 查得：V 带传动 $\eta_1=0.95$ ；滚动轴承 $\eta_2=0.99$ ；圆柱齿轮传动 $\eta_3=0.97$ ；弹性联轴器 $\eta_4=0.99$ ；卷筒轴滑动轴承 $\eta_5=0.96$ ，则

$$\eta = 0.95 \times 0.99^3 \times 0.97^2 \times 0.99 \times 0.95 \approx 0.82$$

故
$$P_d = \frac{P_w}{\eta} = \frac{4.5}{0.82} = 5.5\text{kW}$$

(3) 电动机额定功率 P_{ed}

由《机械设计课程设计》表 20-1 选取电动机额定功率 $P_{ed} = 7.5\text{kW}$ 。

1.2.3 电动机转速的选择

为了便于选择电动机转速，先推算电动机转速的可选范围。由《机械设计课程设计》表 2-1 查得 V 带传动常用传动比范围 $i_1=2\sim4$ ，单级齿轮传动的传动比范围 $i_2=3\sim6$ ，则电动机转速可选范围为 $n'_d = n_w \cdot i'_1 \cdot i'_2 = 789\sim3192\text{r/min}$ 。

可见同步转速为 1000 r/min、1500 r/min 和 3000 r/min 的电动机均符合。这里初选同步转速分别为 1500 r/min 和 3000 r/min 的两种电机进行比较，如表 1-1 所示。

表 1-1 电动机的技术参数

方案	电动机型号	额定功率	电动机转速 (r/min)		电动机质量 (kg)	传动装置的传动比		
			同步	满载		总传动比	V 带传动	单级减速器
2	Y132S2-2	7.5	3000	2900	70	21.8	2.2	3.3/3

由表中数据可知方案一中齿轮的传动比过小，故选用方案 2，选定电动机型号为 Y132S2-2。

1.3 传动系统的运动和动力参数

1.3.1 计算传动装置总传动比

$$i = \frac{n_m}{n_w} = \frac{2900}{133} \approx 21.8$$

1.3.2 分配减速器的各级传动比

取 V 带传动的传动比 $i_1 = 2.2$ ，则双级圆柱齿轮减速器的总传动比为

$$i_2 \cdot i_3 = \frac{i}{i_1} = \frac{21.8}{2.2} \approx 9.91$$

由《机械设计课程设计》知 $i_2 = (1.1 \sim 1.5)i_3$ ，则 $i_2 = 3.3$ ， $i_3 = 3$

所得 i_2 、 i_3 值符合一般圆柱齿轮传动和双级圆柱齿轮减速器传动比的常用范围。

1.3.3 计算传动装置的运动和动力参数

(1) 计算各轴转速

电动机轴为 0 轴，减速器高速轴为 I 轴，中间轴为 II 轴，输出轴为 III 轴，各轴转速为：

$$n_0 = n_m = 2900 r / \min$$

$$n_1 = \frac{n_0}{i_1} = 2900 / 2.2 \approx 1318 r / \min$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} = 1318 / 3.3 \approx 399 r / \min$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_3} = 399 / 3 = 133 r / \min$$

(2) 各轴输入功率

按电动机额定功率 P_{ed} 计算各轴输入功率，即

$$P_0 = P_{ed} = 7.5 kW$$

$$P_1 = P_0 \eta_1 = 7.5 \times 0.95 = 7.125 kW$$

$$P_2 = P_1 \eta_2 \eta_3 = 7.125 \times 0.99 \times 0.97 = 6.842 kW$$

$$P_3 = P_2 \eta_2 \eta_3 = 6.842 \times 0.99 \times 0.97 = 6.571 kW$$

(3) 各轴转矩

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_0} = 9550 \times \frac{7.5}{2900} = 24.7 N \cdot m$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{7.125}{1318} = 51.63 N \cdot m$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{6.842}{399} = 163.76 N \cdot m$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{6.571}{133} = 471.83 N \cdot m$$

将以上计算结果整理后如表 1-2。

表 1-2 减速器的传动参数

项目	电动机轴	高速轴 I	中间轴 II	输出轴 III
转速 (r/min)	2900	1318	399	133
功率(kW)	7.5	7.125	6.842	6.571
转矩(N·m)	24.7	51.63	163.76	471.83
传动比	2.2	3.3	3	
效率	0.95	0.96	0.96	

1.4 传动零件的设计计算

1.4.1 V 带传动的设计计算

(1) 确定计算功率 P_{ca}

由《机械设计》^[6]表 8-7 查得工作情况系数 $K_A = 1.1$, 故

$$P_{ca} = K_A P = 1.1 \times 7.5 kW = 8.25 kW$$

(2) 选择 V 带的带型

根据 P_{ca} 、 n_1 由图 8-10 选用 A 型。

(3) 确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 v

① 初选小带轮的基准直径 d_{d1} 。由《机械设计》表 8-6 和表 8-8，取小带轮的基准直径 $d_{d1} = 80\text{mm}$ 。

② 验算带速 v 。按《机械设计》式 (8-13) 验算带的速度

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80 \times 2900}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 12.15 \text{ m/s}$$

因为 $5 \text{ m/s} < v < 30 \text{ m/s}$ ，故带速合适。

③ 计算大带轮的基准直径。根据《机械设计》式 (8-15a)，计算大带轮的基准直径 d_{d2}

$$d_{d2} = i d_{d1} = 2.2 \times 80 \text{ mm} = 176 \text{ mm}$$

根据《机械设计》表 8-8，圆整为 $d_{d2} = 180 \text{ mm}$ 。

(4) 确定 V 带中心距 a 和基准长度 L_d

① 根据《机械设计》式(8-20)，初定中心距 $a_0 = 300 \text{ mm}$

② 由《机械设计》式(8-22)计算带所需的基准长度

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

$$= \left[2 \times 300 + \frac{\pi}{2} \times (80 + 180) + \frac{(180 - 80)^2}{4 \times 300} \right] \text{ mm} \approx 1016 \text{ mm}$$

由《机械设计》表 8-2 选带的基准长度 $L_d = 1000 \text{ mm}$ 。

③ 按《机械设计》式(8-23)计算实际中心距 a

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = \left(300 + \frac{1000 - 1016}{2} \right) \text{ mm} \approx 292 \text{ mm}$$

中心距的变化范围为 $277 \sim 322 \text{ mm}$ 。

(5) 验算小带轮上的包角 α_1

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a} = 180^\circ - (180 - 80) \frac{57.3^\circ}{292} \approx 160^\circ \geq 90^\circ$$

(6) 计算 V 带的根数 z

① 计算单根 V 带的额定功率 P_r 。

由 $d_{d1} = 80\text{mm}$ 和 $n_1 = 2900\text{r/min}$ ，查表 8-4a 得 $P_0 = 1.62\text{kW}$ 。

根据 $n_1 = 2900\text{r/min}$ ， $i = 2.2$ 和 A 型带，查表 8-4b 得 $\Delta P_0 = 0.35\text{kW}$ 。

查表 8-5 得 $K_\alpha = 0.95$ ，表 8-2 得 $K_L = 0.89$ ，于是

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha \cdot K_L = (1.62 + 0.35) \times 0.95 \times 0.89\text{kW} = 2.26\text{kW}$$

② 计算 V 带的根数 z 。

$$z = \frac{P_{ca}}{P} = \frac{8.25}{2.26} = 3.97$$

取 4 根。

(7) 计算单根 V 带的初拉力的最小值 $(F_0)_{\min}$

由《机械设计》表 8-3 得 A 型带的单位长度质量 $q = 0.1\text{kg/m}$ ，所以

$$(F_0)_{\min} = 500 \frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha z v} + q v^2 = \left[500 \frac{(2.5 - 0.95) \times 8.25}{0.95 \times 5 \times 12.15} + 0.1 \times 12.15^2 \right] \text{N} = 126\text{N}$$

应使带的实际初拉力 $F_0 > (F_0)_{\min}$ 。

(8) 计算压轴力 F_p

压轴力的最小值为：

$$(F_p)_{\min} = 2z(F_0)_{\min} \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 4 \times 126 \times \sin \frac{160^\circ}{2} \text{N} = 993\text{N}$$

(9) 带轮的结构设计(略)。

1.4.2 高速级齿轮传动设计

(1) 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

- ① 按设计任务书所示的传动方案，选用直齿圆柱齿轮传动
- ② 输送机为一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度(GB 1095—88)。
- ③ 材料选择。由《机械设计》表 10-1 选择小齿轮材料为 40Cr(调质)，硬

度为 280HBS,大齿轮材料为 45 钢(调质), 硬度为 240HBS,二者材料硬度差为 40HBS。

- ④ 选用小齿轮齿数 $z_1 = 23$, 大齿轮齿数 $z_2 = 3.3 \times 23 = 75.9$, 取 $z_2 = 76$

(2) 按齿面接触强度设计

由《机械设计》设计计算公式(10-9a)进行试算, 即

$$d_{1r} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

(3) 确定公式内的个计算数值

- ① 试选载荷系数 $K_f = 1.3$ 。

- ② 计算小齿轮传递的转矩。

$$T_1 = 51.63 N \cdot m = 51630 N \cdot mm$$

- ③ 由《机械设计》表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 1$ 。

- ④ 由《机械设计》表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 MPa^{\frac{1}{2}}$ 。

- ⑤ 由《机械设计》图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 600 MPa$; 大齿轮接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim2} = 550 MPa$ 。

- ⑥ 由《机械设计》式 10-13 计算应力循环次数。

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 1318 \times 1 \times (1 \times 8 \times 300 \times 8) = 1.52 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{1.52 \times 10^9}{3.3} = 4.61 \times 10^8$$

- ⑦ 由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.98$; $K_{HN2} = 1.12$ 。

- ⑧ 计算接触疲劳许用应力。

取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 由《机械设计》式(10-12)得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 0.98 \times 600 MPa = 588 MPa$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 1.12 \times 550 MPa = 616 MPa$$

(4) 计算

- ① 试算小齿轮分度圆直径 d_{1r} , 带入 $[\sigma_H]$ 中较小的值。

$$d_{1v} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 51630}{1} \times \frac{4.3}{3.3} \left(\frac{189.8}{588} \right)^2} \text{ mm} = 48.458 \text{ mm}$$

② 计算圆周速度 v 。

$$v = \frac{\pi d_{1v} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 48.458 \times 1318}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 3.344 \text{ m/s}$$

③ 计算齿宽 b 。

$$b = \phi_d \cdot d_{1v} = 1 \times 48.458 \text{ mm} = 48.458 \text{ mm}$$

④ 计算齿宽与齿高之比 $\frac{b}{h}$ 。

$$\text{模数} \quad m_t = \frac{d_{1v}}{z_1} = 48.458 / 23 \text{ mm} = 2.107 \text{ mm}$$

$$\text{齿高} \quad h = 2.25 m_t = 2.25 \times 2.107 \text{ mm} = 4.74 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{48.458}{4.74} = 10.22$$

⑤ 计算载荷系数。

根据 $v = 3.344 \text{ m/s}$ ，7 级精度，由《机械设计》图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.13$ ；

直齿轮， $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ ；

由《机械设计》表 10-2 查得使用系数 $K_A = 1.25$ ；

由《机械设计》表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮相对支承非对称布置时，

$$K_{H\beta} = 1.4188。$$

由 $\frac{b}{h} = 10.67$ ， $K_{H\beta} = 1.4188$ 查《机械设计》图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.32$ ；故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.13 \times 1 \times 1.4188 = 1.603$$

⑥ 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，由《机械设计》式(10-10a)得

$$d_1 = d_{1v} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 48.458 \times \sqrt[3]{\frac{1.603}{1.3}} = 51.966 \text{ mm}$$

⑦ 计算模数 m 。

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{51.966}{23} \text{ mm} = 2.259 \text{ mm}$$

(5) 按齿根弯曲强度计算

由《机械设计》式(10-5)得弯曲强度计算公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

① 确定公式内的各计算数值

- a. 由《机械设计》图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500MPa$ ；
大齿轮的弯曲强度极限 $\sigma_{FE2} = 380MPa$ ；

- b. 由《机械设计》图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.92$ ， $K_{FN2} = 0.90$ ；

- c. 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$ ，由《机械设计》式(10-12)得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.92 \times 500}{1.4} MPa = 328.57 MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.90 \times 380}{1.4} MPa = 244.29 MPa$$

- d. 计算载荷系数 K 。

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.13 \times 1 \times 1.32 = 1.4916$$

- e. 查取齿形系数。

由《机械设计》表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.69$ ； $Y_{Fa2} = 2.228$ 。

- f. 查取应力校正系数。

由《机械设计》表 10-5 查得 $Y_{Sa1} = 1.575$ ； $Y_{Sa2} = 1.762$ 。

- g. 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较。

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.69 \times 1.575}{328.57} = 0.012895$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.228 \times 1.762}{244.29} = 0.01607$$

大齿轮的数值较大。

② 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.4916 \times 51630}{1 \times 23^2}} \times 0.01607 \text{mm} = 1.67 \text{mm}$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数，由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径(即模数与齿数的乘积)有关，可取由弯曲强度算得的模数 1.67 并就近圆整为标准值 $m = 2 \text{mm}$ ，按接触强度算得的分度圆直径 $d_1 = 51.996 \text{mm}$ ，算出小齿轮齿数

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{51.966}{2} = 25.983 \approx 26$$

大齿轮齿数 $z_2 = 3.3 \times 26 = 85.8$ ，取 86。

这样设计出的齿轮传动，既满足了齿面接触疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到结构紧凑，避免浪费。

(6) 几何尺寸计算

① 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 26 \times 2 \text{mm} = 52 \text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 86 \times 2 \text{mm} = 172 \text{mm}$$

② 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{52 + 172}{2} \text{mm} = 112 \text{mm}$$

③ 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 52 \text{mm} = 52 \text{mm}$$

取 $B_2 = 52 \text{mm}$ ， $B_1 = 57 \text{mm}$ 。

(7) 结构设计及绘制齿轮零件图(从略)。

1.4.3 低速级齿轮传动设计

(1) 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

① 按设计任务书所示的传动方案，选用直齿圆柱齿轮传动

② 输送机为一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度(GB 1095—88)。

材料选择。由《机械设计》表 10-1 选择小齿轮材料为 40Cr(调质)，硬度为 280HBS，

大齿轮材料为 45 钢(调质), 硬度为 240HBS,二者材料硬度差为 40HBS。

- ③ 选用小齿轮齿数 $z_1 = 23$, 大齿轮齿数 $z_2 = 3 \times 23 = 69$, 取 $z_2 = 69$

(2) 按齿面接触强度设计

由《机械设计》设计计算公式(10-9a)进行试算, 即

$$d_{1r} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

(3) 确定公式内的个计算数值

- ① 试选载荷系数 $K_f = 1.3$ 。

- ② 计算小齿轮传递的转矩。

$$T_2 = 163.76 N \cdot \text{mm} = 163760 N \cdot \text{mm}$$

- ③ 由《机械设计》表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 1$ 。

- ④ 由《机械设计》表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 MPa^{\frac{1}{2}}$ 。

- ⑤ 由《机械设计》图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 600 MPa$; 大齿轮接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim2} = 550 MPa$ 。

- ⑥ 由《机械设计》式 10-13 计算应力循环次数。

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 399 \times 1 \times (1 \times 8 \times 300 \times 8) = 4.596 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{4.596 \times 10^8}{3} = 1.532 \times 10^8$$

- ⑦ 由《机械设计》图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.92$; $K_{HN2} = 0.97$ 。

- ⑧ 计算接触疲劳许用应力。

取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 由式(10-12)得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 0.92 \times 600 MPa = 552 MPa$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 0.97 \times 550 MPa = 533.5 MPa$$

(4) 计算

- ① 试算小齿轮分度圆直径 d_{1r} , 带入 $[\sigma_H]$ 中较小的值。

$$d_{1r} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 163760}{1} \times \frac{4}{3} \left(\frac{189.8}{533} \right)^2} \text{ mm} = 76.552 \text{ mm}$$

② 计算圆周速度 v 。

$$v = \frac{\pi d_{1r} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 76.552 \times 399}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 1.599 \text{ m/s}$$

③ 计算齿宽 b 。

$$b = \phi_d \cdot d_{1r} = 1 \times 76.552 \text{ mm} = 76.552 \text{ mm}$$

④ 计算齿宽与齿高之比 $\frac{b}{h}$ 。

$$\text{模数} \quad m_t = \frac{d_{1r}}{z_1} = 76.552 / 23 \text{ mm} = 3.328 \text{ mm}$$

$$\text{齿高} \quad h = 2.25 m_t = 2.25 \times 3.328 \text{ mm} = 7.49 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{76.552}{7.49} = 10.22$$

⑤ 计算载荷系数。

根据 $v = 1.599 \text{ m/s}$ ，7 级精度，由图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.06$ ；

直齿轮， $K_{Ha} = K_{Fa} = 1$ ；

由《机械设计》表 10-2 查得使用系数 $K_A = 1.25$ ；

由《机械设计》表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮相对支承非对称布置时，

$$K_{H\beta} = 1.425。$$

由 $\frac{b}{h} = 10.22$ ， $K_{H\beta} = 1.425$ 查《机械设计》图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.33$ ；故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{Ha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.06 \times 1 \times 1.425 = 1.888$$

⑥ 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，由《机械设计》式(10-10a)得

$$d_1 = d_{1r} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 76.552 \times \sqrt[3]{\frac{1.888}{1.3}} = 86.69 \text{ mm}$$

⑦ 计算模数 m 。

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{86.69}{23} \text{ mm} = 3.77 \text{ mm}$$

(5) 按齿根弯曲强度计算

由《机械设计》式(10-5)得弯曲强度计算公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

① 确定公式内的各计算数值

- a. 由《机械设计》图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500\text{MPa}$;
大齿轮的弯曲强度极限 $\sigma_{FE2} = 380\text{MPa}$;

- b. 由《机械设计》图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FM1} = 0.92$, $K_{FM2} = 0.96$;

- c. 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$, 由《机械设计》式(10-12)得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FM1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.92 \times 500}{1.4} \text{MPa} = 328.57\text{MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FM2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.96 \times 380}{1.4} \text{MPa} = 260.57\text{MPa}$$

- d. 计算载荷系数 K 。

$$K = K_A K_v K_{Fa} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.06 \times 1 \times 1.33 = 1.76225$$

- e. 查取齿形系数。

由《机械设计》表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.69$; $Y_{Fa2} = 2.244$ 。

- f. 查取应力校正系数。

由《机械设计》表 10-5 查得 $Y_{Sa1} = 1.575$; $Y_{Sa2} = 1.748$ 。

- g. 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较。

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.69 \times 1.575}{328.57} = 0.012895$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.244 \times 1.748}{260.57} = 0.015054$$

大齿轮的数值较大。

② 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.76225 \times 163760}{1 \times 23^2}} \times 0.015054 \text{mm} = 2.54 \text{mm}$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数，由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径(即模数与齿数的乘积)有关，可取由弯曲强度算得的模数 2.54 并就近圆整为标准值 $m = 3 \text{mm}$ ，按接触强度算得的分度圆直径 $d_1 = 86.69 \text{mm}$ ，算出小齿轮齿数

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{86.69}{3} \approx 29$$

大齿轮齿数 $z_2 = 3 \times 29 = 87$ ，取 87。

这样设计出的齿轮传动，既满足了齿面接触疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到结构紧凑，避免浪费。

(6) 几何尺寸计算

(1) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 29 \times 3 \text{mm} = 87 \text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 87 \times 3 \text{mm} = 261 \text{mm}$$

(2) 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{87 + 261}{2} \text{mm} = 174 \text{mm}$$

(3) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 87 \text{mm} = 87 \text{mm}$$

取 $B_2 = 87 \text{mm}$ ， $B_1 = 92 \text{mm}$ 。

(7) 结构设计及绘制齿轮零件图(从略)。

1.4.4 输出轴的设计计算

(1) 输出轴上的功率 P_3 、转速 n_3 和转矩 T_3

$$P_3 = 6.571 \text{kW}$$

$$n_3 = 133 \text{r/min}$$

$$T_3 = 471.83\text{N} \cdot \text{m} = 471830\text{N} \cdot \text{mm}$$

(2) 求作用在齿轮上的力

因已知大齿轮的分度圆直径为：

$$d_2 = 261\text{mm}$$

$$\text{而 } F_t = \frac{2T_3}{d_2} = \frac{2 \times 471830}{261} \text{N} = 3616\text{N}$$

$$F_r = F_t \tan \alpha = 3616\text{N} \times \tan 20^\circ = 1316\text{N}$$

圆周力及径向力的方向如图 1-2 所示。

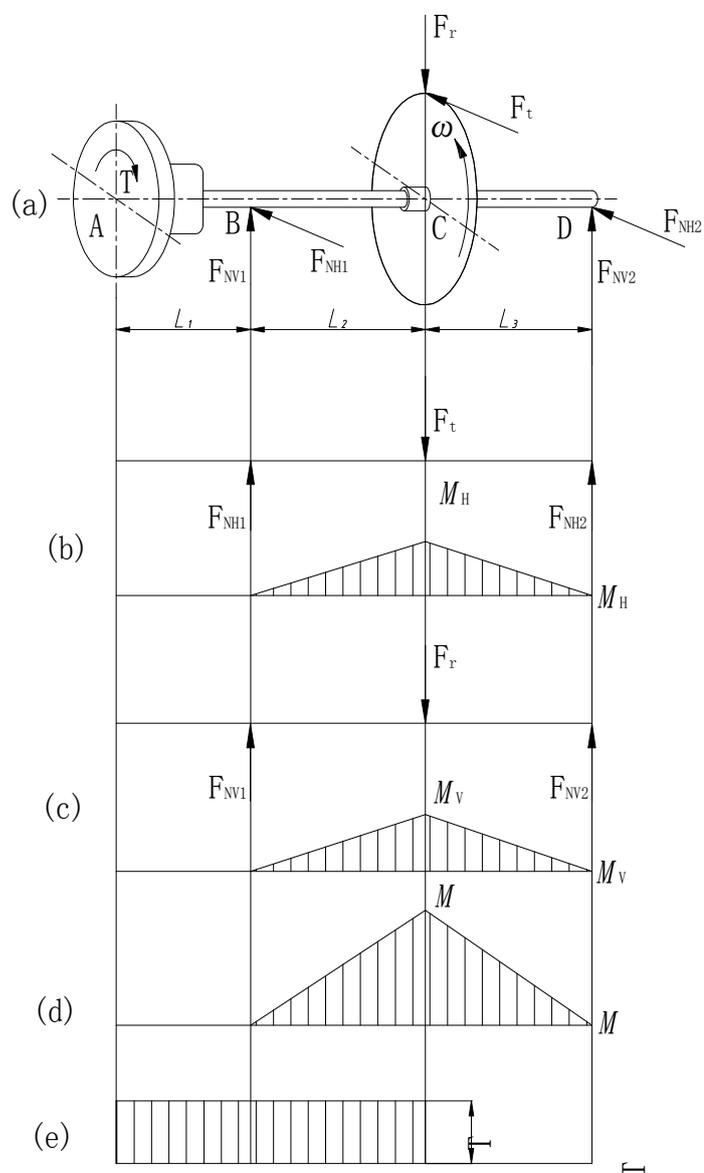


图 1-2 输出轴的弯矩扭矩图

(3) 初步确定轴的最小直径

先按《机械设计》式(15-2)初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢，调质处理。根据《机械设计》表 15-3，取 $A_0 = 112$ ，于是得，

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{6.571}{133}} \text{mm} = 41.1 \text{mm}$$

输出轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径 $d_{\text{VII-VIII}}$ (图 1-3)。为了使所选的轴直径 $d_{\text{VII-VIII}}$ 与联轴器孔径相适应，故同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_3$ ，查《机械设计》表 14-1，考虑到转矩变化很小，故取 $K_A = 1.3$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T_3 = 1.3 \times 471830 \text{N} \cdot \text{mm} = 613379 \text{N} \cdot \text{mm}$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件，查标准 GB/T5014—2003 或手册，选用 HL3 型弹性柱销联轴器，其公称转矩为 630000N·mm。半联轴器的孔径 $d_{\text{VIII}} = 42\text{mm}$ ，故取 $d_{\text{VII-VIII}} = 42\text{mm}$ ，半联轴器长度 $L = 112\text{mm}$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 84\text{mm}$ 。

(4) 轴的结构设计

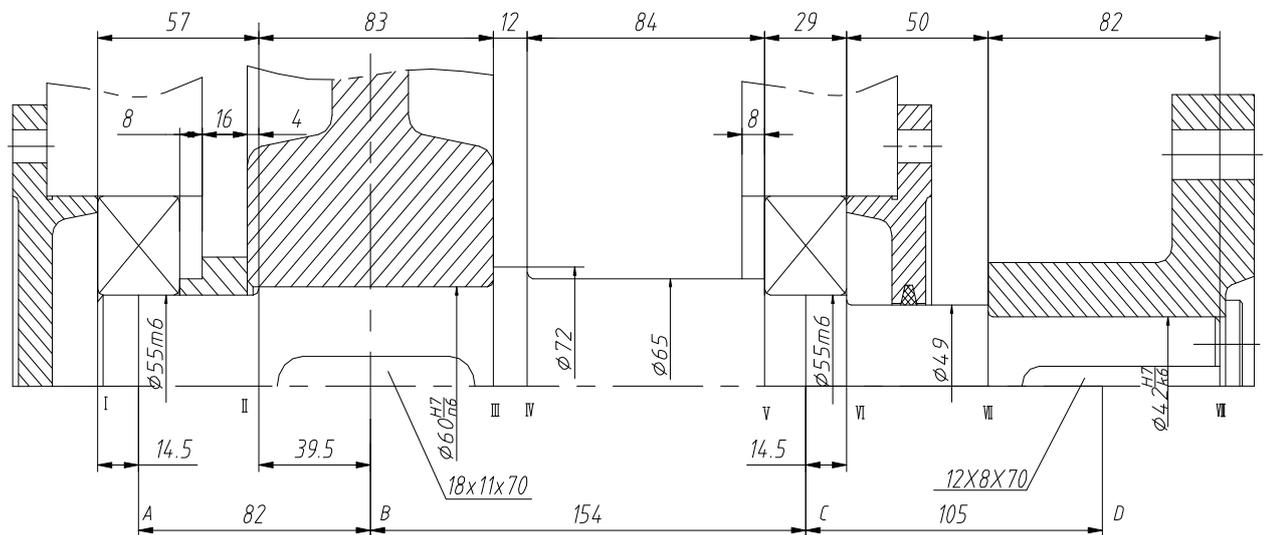


图 1-3 高速轴的结构和装配

① 拟定轴上零件的装配方案

经比较，选用如图 1-3 所示的装配方案。

② 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

a. 为了满足半联轴器的轴向定位要求，VII-VIII轴段左端需制出一轴肩，故取VI-VII段的直径 $d_{VI-VII} = 49\text{mm}$ ；最右端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径 $D=52\text{mm}$ 。半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 84\text{mm}$ ，为了保证轴端挡圈只压在半联轴器上而不压在轴的端面上，故VII-VIII段的长度应比 L_1 略短一些，现取 $l_{VII-VIII}=82\text{mm}$ 。

b. 初步选择滚动轴承。因轴承只受径向力作用，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据 $d_{VI-VII} = 49\text{mm}$ ，由轴承产品目录中初步选取深沟球轴承 6311，其尺寸为 $d \times D \times B = 55\text{mm} \times 120\text{mm} \times 29\text{mm}$ ，故 $d_{I-II} = d_{V-VI} = 55\text{mm}$ ；而 $l_{V-VI} = 29\text{mm}$ 。右端滚动轴承采用轴肩进行轴向定位。由手册上查得 6311 型轴承的定位轴肩高度 $h = 5\text{mm}$ ，因此，取 $d_{IV-V} = 65\text{mm}$ 。

c. 取安装齿轮处的轴段 II-III 处的直径 $d_{II-III} = 60\text{mm}$ ；齿轮的左端与左轴承之间采用套筒定位。已知齿轮轮毂的宽度为 87mm ，为了使套筒端面可靠地压紧齿轮，此轴段应略短于轮毂宽度，故取 $l_{II-III}=83\text{mm}$ 。齿轮的右端采用轴肩定位，轴肩高度 $h > 0.07d$ ，故取 $h = 6\text{mm}$ ，则轴环处的直径 $d_{III-IV} = 72\text{mm}$ 。轴环宽度 $b \geq 1.4h$ ，取 $l_{III-IV} = 12\text{mm}$ 。

d. 轴承端盖的总宽度为 30mm (由减速器及轴承盖的结构设计而定)。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑脂的要求，取端盖的外端面与半联轴器右端面间的距离 $l = 20\text{mm}$ ，故取 $l_{VI-VII} = 50\text{mm}$ 。

e. 取齿轮距箱体内壁之距离 $a = 16\text{mm}$ ，高速大齿轮与低速级大齿轮之间的距离 $c = 20\text{mm}$ 。考虑到箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 s ，取 $s = 8\text{mm}$ ，已知滚动轴承宽度 $B = 29\text{mm}$ ，高速级大齿轮毂长 $L = 52\text{mm}$ ，则

$$l_{I-II} = B + s + a + (87 - 83) = (29 + 8 + 16 + 4)\text{mm} = 57\text{mm}$$

$$l_{IV-V} = B + s + a + (87 - 83) = (29 + 8 + 16 + 4)\text{mm} = 57\text{mm}$$

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

③ 轴上零件的周向定位

齿轮、半联轴器与轴的周向定位均采用平键连接。按 d_{II-III} 由《机械设计》表 6-1 查得 $b \times h = 18\text{mm} \times 11\text{mm}$ ，键槽用键槽铣刀加工，长为 70mm ，同时为了

保证齿轮与轴配合有良好的对中性，故选择齿轮轮毂与轴的配合为 $\frac{H7}{n6}$ ；同样，半联轴器与轴的连接，选用平键为 $12\text{mm} \times 8\text{mm} \times 70\text{mm}$ ，半联轴器与轴的配合为 $\frac{H7}{k6}$ 。滚动轴承与轴的周向定位是由过度配合来保证的，此处选轴的直径尺寸公差为 $m6$ 。

④ 确定轴上圆角和倒角尺寸

参考表 15-2，取轴左端倒角为 C2.0，右端倒角为 C1.6，各轴肩处的圆角半径见图 1-3。

(5) 求轴上的载荷

首先根据轴的结构图做出轴的计算简图。确定轴承的支承位置，作为简支梁的轴的支承跨距 $L_2 + L_3 = 154\text{mm} + 82\text{mm} = 236\text{mm}$ 。根据轴的计算简图作出轴的弯矩图和扭矩图（图 1-2）。

从轴的结构图以及弯矩和扭矩图中可以看出截面 C 是轴的危险截面。现将计算出的截面 C 处的 M_H 、 M_V 及 M 的值列于表 1-3。

表 1-3 输出轴上所受的力、弯矩和扭矩

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力 F	$F_{NV1} = 3211\text{N}$, $F_{NH2} = 1564\text{N}$	$F_{NV1} = 1869\text{N}$, $F_{NV1} = 1344\text{N}$
弯矩 M	$M_H = 223566\text{N} \cdot \text{mm}$	$M_V = 132667\text{N} \cdot \text{mm}$
总弯矩	$M = 259966\text{N} \cdot \text{mm}$	
扭矩 T	$T_3 = 471830\text{N} \cdot \text{mm}$	

(6) 按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时，通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面（即危险截面 C）强度。根据《机械设计》式（15-5）及上表中的数据，以及轴单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha = 0.6$ ，轴的计算应力

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M_1^2 + (\alpha T_3)^2}}{W} = \frac{\sqrt{132669^2 + (0.6 \times 471830)^2}}{0.1 \times 50^3} \text{MPa} = 25\text{MPa}$$

前已选定轴的材料为 45 钢，调质处理，由表 15-1 查得 $[\sigma_{-1}] = 60\text{MPa}$ 。因

此 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$ ，故安全。

(7) 精确校核轴的疲劳强度

① 判断危险截面

截面 A, B, VI, VII 只受扭矩作用，虽然键槽、轴肩及过渡配合所引起的应力集中均将削弱轴的疲劳强度，但由于轴的最小直径是按扭转强度较为宽裕确定的，所以截面 A, B, VI, VII 均无需校核。

从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看，截面 II 和 III 处过盈配合引起的应力集中最严重；从受载的情况来看，截面 C 上的应力最大。截面 III 的应力集中的影响和截面 II 的相近，但截面 III 不受扭矩作用，同时轴径也较大，故不必做强度校核。截面 C 上虽然应力最大，但应力集中集中不大（过盈配合及键槽引起的应力集中均在两段），而且这里轴的直径最大，故截面 C 也不必校核。截面 IV 和 V 显然更不用校核。由《机械设计》第三章附录键槽的应力集中系数比过盈配合的小，因而该轴只需要校核截面 II 左右两侧即可。

② 截面 II 左侧

$$\text{抗弯截面系数} \quad W = 0.1d^3 = 0.1 \times 55^3 \text{ mm}^3 = 16637.5 \text{ mm}^3$$

$$\text{抗扭截面系数} \quad W_T = 0.2d^3 = 0.2 \times 55^3 \text{ mm}^3 = 33275 \text{ mm}^3$$

截面 II 左侧的弯矩 M 为：

$$M = 132669 \times \frac{82 - 39.5}{82} \text{ N} \cdot \text{mm} = 68761.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{截面 II 上的扭矩 } T_3 \text{ 为：} \quad T_3 = 471830 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

截面上的弯曲应力：

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{68761.4}{16637.5} \text{ MPa} = 4.13 \text{ MPa}$$

截面上的扭转切应力：

$$\tau_T = \frac{T_3}{W_T} = \frac{471830}{33275} \text{ MPa} = 14.18 \text{ MPa}$$

轴的材料为 45 钢，调质处理。由《机械设计》15-1 查得 $\sigma_B = 640 \text{ MPa}$ ，

$$\sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}, \quad \tau_{-1} = 155 \text{ MPa}。$$

截面上由于由于轴肩而形成的理论应力集中系数 α_σ 及 α_τ 按《机械设计》表

3-2 查取。因 $\frac{r}{d} = \frac{2}{55} = 0.036$, $\frac{D}{d} = \frac{60}{55} = 1.091$, 经插值后可查得,

$$\alpha_{\sigma} = 2.1, \quad \alpha_{\tau} = 1.32$$

又由《机械设计》图 3-1 可得轴的材料敏感系数为:

$$q_{\sigma} = 0.83, \quad q_{\tau} = 0.83$$

故有效应力集中系数为:

$$k_{\sigma} = 1 + q_{\sigma}(\alpha_{\sigma} - 1) = 1 + 0.83 \times (2.1 - 1) = 1.913$$

$$k_{\tau} = 1 + q_{\tau}(\alpha_{\tau} - 1) = 1 + 0.86 \times (1.32 - 1) = 1.2752$$

由《机械设计》图 3-2 的尺寸系数 $\varepsilon_{\sigma} = 0.67$; 由《机械设计》图 3-3 的扭转尺寸系数 $\varepsilon_{\tau} = 0.82$ 。

轴按磨削加工, 由《机械设计》图 3-4 得表面质量系数为:

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.92$$

轴未经表面强化处理, 即 $\beta_q = 1$, 按《机械设计》式 (3-12) 及式 (3-12a)

得综合系数为:

$$K_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1 = \frac{1.913}{0.67} + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.94$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = \frac{1.2752}{0.82} + \frac{1}{0.92} - 1 = 1.64$$

由《机械设计》第三章得碳钢的特性系数

$$\varphi_{\sigma} = 0.1 \sim 0.2, \quad \text{取 } \varphi_{\sigma} = 0.1$$

$$\varphi_{\tau} = 0.05 \sim 0.1, \quad \text{取 } \varphi_{\tau} = 0.05$$

于是, 计算安全系数 S_{ca} 值

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a + \varphi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{275}{2.94 \times 4.13 + 0.1 \times 0} = 22.65$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\tau_a + \varphi_{\tau}\tau_m} = \frac{155}{1.64 \times \frac{14.18}{2} + 0.05 \times \frac{14.18}{2}} = 12.94$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{22.65 \times 12.94}{\sqrt{22.65^2 + 12.94^2}} = 11.24 \gg S = 1.5$$

故可知其安全。

③ 截面 II 右侧

抗弯截面系数 $W = 0.1d^3 = 0.1 \times 60^3 \text{ mm}^3 = 21600 \text{ mm}^3$

抗扭截面系数 $W_T = 0.2d^3 = 0.2 \times 60^3 \text{ mm}^3 = 43200 \text{ mm}^3$

弯矩 M 及弯曲应力为:

$$M = 132669 \times \frac{82 - 39.5}{82} \text{ N} \cdot \text{mm} = 68761.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{68761.4}{21600} \text{ MPa} = 3.18 \text{ MPa}$$

扭矩 T_3 及扭转切应力为:

$$T_3 = 471830 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_T = \frac{T_3}{W_T} = \frac{471830}{43200} \text{ MPa} = 10.92 \text{ MPa}$$

过盈配合配合处的 $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}$, 由《机械设计》表 3-8 用插值法求出, 并取 $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 0.8 \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}}$,

于是得, $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 3.12, \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 2.5$

轴按磨削加工, 由《机械设计》图 3-4 得表面质量系数为:

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.92$$

故得综合系数为:

$$K_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1 = 3.12 + \frac{1}{0.92} - 1 = 3.21$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = 2.5 + \frac{1}{0.92} - 1 = 1.59$$

于是, 计算安全系数 S_{ca} 值

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \sigma_a + \varphi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{275}{3.21 \times 3.18 + 0.1 \times 0} = 26.94$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\tau_a + \varphi_{\tau}\tau_m} = \frac{155}{2.59 \times \frac{10.92}{2} + 0.05 \times \frac{10.92}{2}} = 10.75$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{26.94 \times 10.75}{\sqrt{26.94^2 + 10.75^2}} = 9.98 \gg S = 1.5$$

故该轴在截面 II 右侧的强度也是足够的。因无大的瞬时过载及严重的应力循环不对称性，故可略去静强度校核。至此，轴的设计计算即告结束（当然，如有更高的要求时，还可作进一步的研究）。

(8) 绘制轴的工作图（略）。

1.4.5 中间轴的设计计算

中间轴的设计计算过程同输出轴，限于篇幅，此处略去（当然，如有需要，还可作进一步的研究）。中间轴的结构与装配如图 1-4。

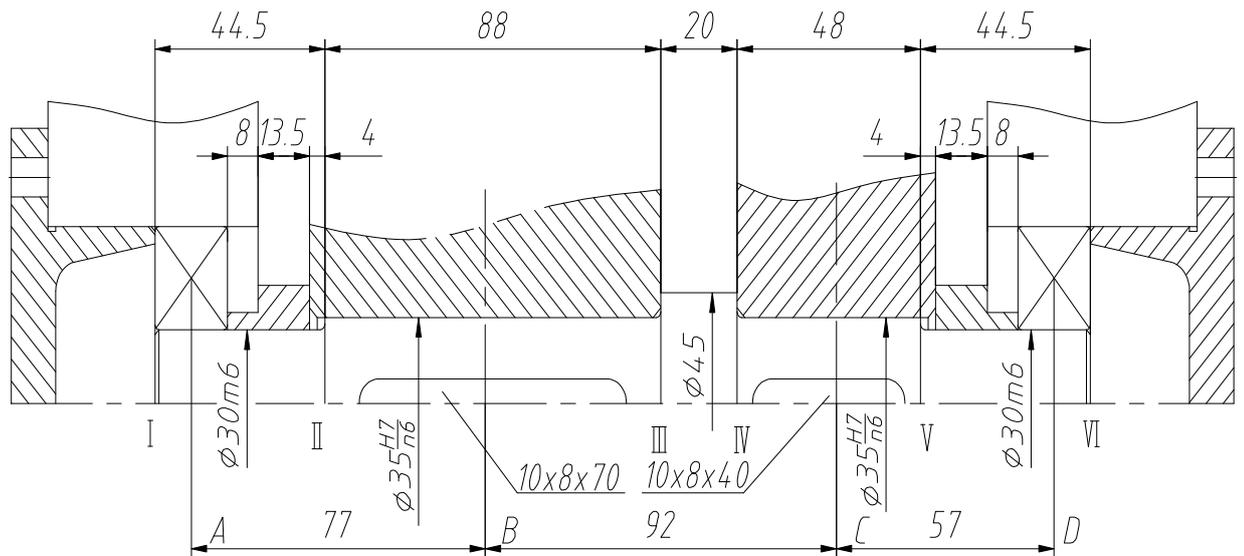


图 1-4 中间轴的结构与装配

1.4.6 高速轴的设计计算

高速轴的设计计算过程同输出轴，限于篇幅，此处略去（当然，如有需要，还可作进一步的研究）。高速轴的结构与装配如图 1-5。

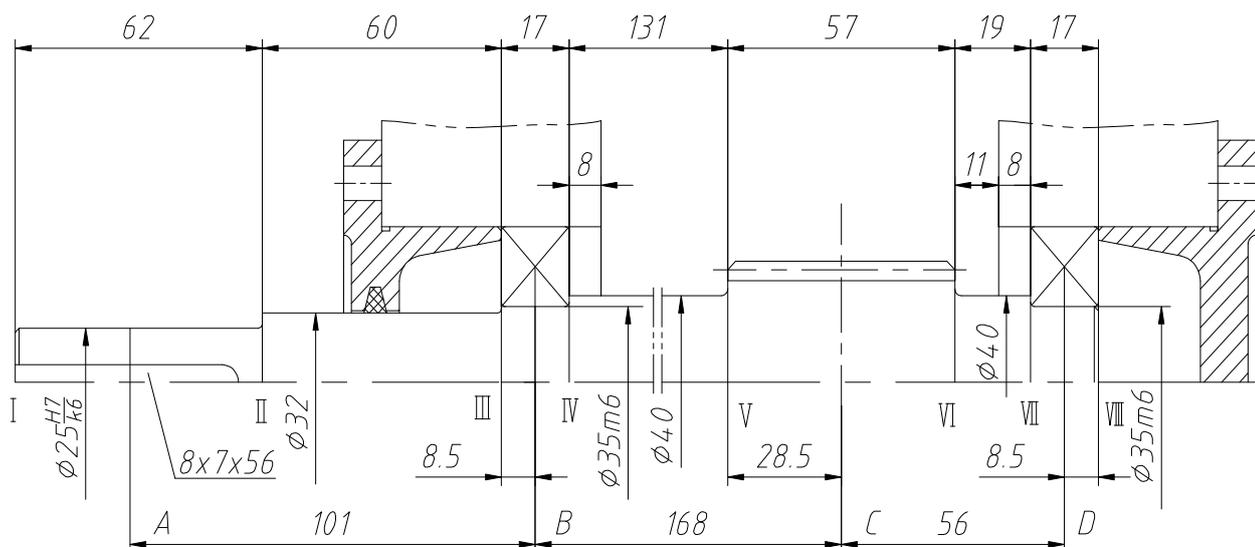


图 1-5 高速轴的结构与装配

1.5 滚动轴承的选择和计算

(1) 在之前轴的设计计算中已经选择深沟球轴承 6311，仅承受径向力且径向力

的大小为 $F_r = 1316\text{N}$ ，故 $\frac{F_a}{F_r} < e$ 。

(2) 计算当量动载荷 P ，根据《机械设计》式 (13-9a)

$$P = f_p(XF_r + YF_a)$$

按照《机械设计》表 13-6 $f_p = 1.0 \sim 1.2$ ， $f_p = 1.2$ 。

按照《机械设计》表 13-5， $X=1$ ， Y 值为零，则

$$P = f_p(XF_r + YF_a) = 1.2 \times 1 \times 1316\text{N} = 1579\text{N}$$

(3) 根据《机械设计》式 (13-6)，求轴承应有的基本额定动载荷值

$$C = P \sqrt[3]{\frac{60nL_h'}{10^6}} = 1579 \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 133 \times 1920}{10^6}} \text{N} = 3922\text{N}$$

按设计手册查得深沟球轴承 6311 的基本额定动载荷为 $55200\text{N} > 3922\text{N}$ ，即深沟球轴承 6311 满足寿命要求。

1.6 键的选择和校核

键的选择主要考虑所传递的扭矩的大小，轴上零件是否需要沿轴向移动，零件的对中要求等等。在之前轴的结构设计中已经选择了键的类型和尺寸，故此次只做键的校核。

1.6.1 低速轴键的校核

键、轴和轮毂的材料都是钢，由《机械设计》表 6-2 查得许用挤压应力 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{MPa}$ ，取其平均值， $[\sigma_p] = 110 \text{MPa}$ 。键的工作长度 $l = L - b = 70 \text{mm} - 18 \text{mm} = 52 \text{mm}$ ，键与轮毂键槽的接触高度 $k = 0.5h = 0.5 \times 11 \text{mm} = 5.5 \text{mm}$

由《机械设计》式 (6-1) 可得

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 471.83 \times 10^3}{5.5 \times 52 \times 60} \text{MPa} = 55 \text{MPa} \ll [\sigma_p] = 110 \text{MPa}$$

可见连接的挤压强度足够。键的标记为：键 18×70GB/T1096—2003。

1.6.2 中间轴键的校核

键、轴和轮毂的材料都是钢，由《机械设计》表 6-2 查得许用挤压应力 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{MPa}$ ，取其平均值， $[\sigma_p] = 110 \text{MPa}$ 。键的工作长度 $l = L - b = 40 \text{mm} - 10 \text{mm} = 30 \text{mm}$ ，键与轮毂键槽的接触高度 $k = 0.5h = 0.5 \times 8 \text{mm} = 4 \text{mm}$ 。

由《机械设计》式 (6-1) 可得

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 163.76 \times 10^3}{4 \times 30 \times 35} \text{MPa} = 78 \text{MPa} < [\sigma_p] = 110 \text{MPa}$$

可见连接的挤压强度足够。键的标记为：键 10×8GB/T1096—2003。

1.7 减速器箱体各部分结构尺寸

减速器箱体各部分结构尺寸见表 1-4 所示。

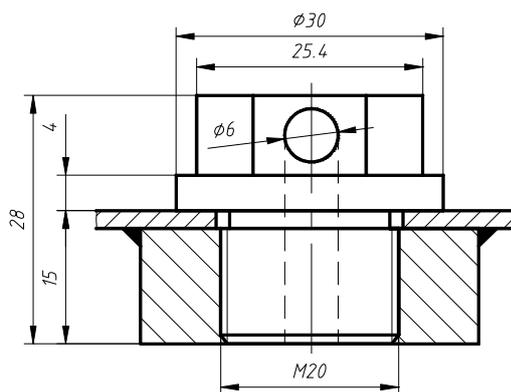
表 1-4 铸铁减速器箱体结构尺寸

名称	符号	减速器型式及尺寸	mm
箱体壁厚	δ 、 δ_1	考虑铸造工艺, 取 $\delta = \delta_1 = 10$	
箱体凸缘厚度	b 、 b_1 、 b_2	$b = 15$ 、 $b_1 = 12$ 、 $b_2 = 25$	
加强筋厚	m	$m = 8.5$	
地脚螺钉直径	d_f	$0.036a + 12 = 15.2$ 取 $d_f = 16$	
地脚螺钉数目	n	取 $n = 4$ 个	
轴承旁联接螺栓直径	d_1	$0.75d_f$	取 $d_1 = 12$
箱盖、箱座联接螺栓直径	d_2	$(0.5 \sim 0.6)d_f$	取 $d_3 = 12$
窥视孔盖螺钉直径	d_4	$(0.3 \sim 0.4)d_f$	取 $d_4 = 6$
定位销直径	d	取 $d = 10$	
齿顶圆与箱体壁距离	Δ_1	$> 1.2\delta = 12$	取 $\Delta_1 = 16$
轮毂端面与内壁距离	Δ_2	$> \delta = 10$	取 $\Delta_2 = 12$

1.8 减速器附件的选择

(1) 通气孔

减速器工作时箱体内温度升高, 气体膨胀, 箱内气压增大。为了避免由此引起密封部位的密封性能下降造成润滑油向外渗漏, 多在视孔盖上设置通气孔器, 使箱体内热膨胀气体能自由逸出, 保持箱体内压力正常, 从而保证箱体的密封性。通气孔螺塞如图 1-6 所示。

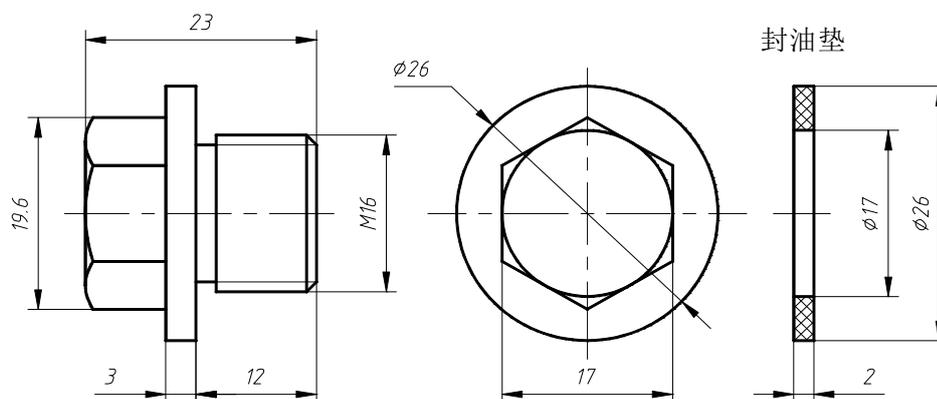


注：材料为Q235；适用于清洁的工作环境

图 1-6 通气螺塞

(2) 油塞

本设计中采用的外六角油塞及封油垫如图 1-7 所示。



注：封油垫材料为耐油橡胶、工业用革；螺塞材料为Q235

图 1-7 外六角油塞及封油垫

(3) 轴承盖、起吊装置、油表尺及窥视孔板等附件的均按《机械设计课程设计》一书中有关章节进行设计。

1.9 润滑与密封

1.9.1 齿轮的润滑

在减速器中，齿轮的圆周速度均小于 12m/s，高速级大齿轮与低速级大齿轮采用浸油润滑，选用全损耗系统用油(GB443-89)，代号为 L-AN22。高速级大齿轮浸油深度 h_f 约为 0.7 齿高，但不要小于 10mm；低速级大齿轮浸油深度 $h_s \geq 10\text{mm}$ 。

1.9.2 滚动轴承的润滑

减速器中浸油齿轮的圆周速度 $v > 2\text{m/s}$,在下箱体上开有导油沟,可以利用齿轮飞溅的油润滑轴承。润滑齿轮的油通常能够满足轴承的润滑需求,而且有散热作用,效果较好。

1.9.3 密封形式的选择

为防止机体内润滑剂外泄和外部杂质进入机体内部影响减速器工作,在构成机体的各零件间,如机盖与机座间、及外伸轴的输出、输入轴与轴承盖间,需设置不同形式的密封装置。对于无相对运动的结合面,常用密封胶、耐油橡胶垫圈等;对于旋转零件如外伸轴的密封,则需根据其不同的运动速度和密封要求考虑不同的密封件和结构。本设计中由于密封界面的相对速度不是很大,采用接触式密封,输入轴与轴承盖间 $v < 3\text{m/s}$,采用粗羊毛毡封油圈,输出轴与轴承盖间也为 $v < 3\text{m/s}$,故采用粗羊毛毡封油圈。

1.10 其他技术说明

- (1) 减速器装配前,必须按图纸检验各个部分零件,然后需用煤油清洗,滚动轴承用汽油清洗,内壁涂刷抗机油浸蚀的涂料两次。
- (2) 在装配过程中轴承装配要保证装配游隙。
- (3) 减速器的润滑剂在跑合后要立即更换,其次应该定期检查,半年更换一次。润滑轴承的润滑脂应定期添加。
- (4) 在机盖机体间,装配是涂密封胶或水玻璃,其他密封件应选用耐油材料。
- (5) 对箱盖与底座结合面禁用垫片,必要时可涂酒精漆片或水玻璃。箱盖与底座装配好后,在拧紧螺栓前应用 0.05mm 塞尺检查其密封性。在运转中不许结合面处有漏油渗油现象。
- (6) 减速器装配完毕后进行空载试验和整机性能试验。

空载实验:在额定转速下正反转各 $1\sim 2$ 小时,要求运转平稳、声响均匀、各联接件密封处不得有漏油现象。

负载实验:在额定转速及额定载荷下,实验至油温不再升高为止。通常,

油池温生不得超过 35°C ，轴温升不得超过 40°C 。

- (7) 搬动减速器应用底座上的钩钩起吊，箱盖上的吊耳仅可用与起吊箱盖。
- (8) 机器出厂前，箱体外表面要涂防护漆，外伸轴应涂脂后包装。运输外包装后，要注明放置要求。

2 基于 Pro/E 的减速器各部位零件的建模

2.1 高速级大齿轮的建模

2.1.1 绘制大齿轮基本曲线

- (1) 打开 Pro/E 软件，点击“文件”→“新建”→“零件”，名称改为“2dachilun”，点击“使用缺省模板”，确定即可进入零件造型界面，如图 2.1.1 所示：

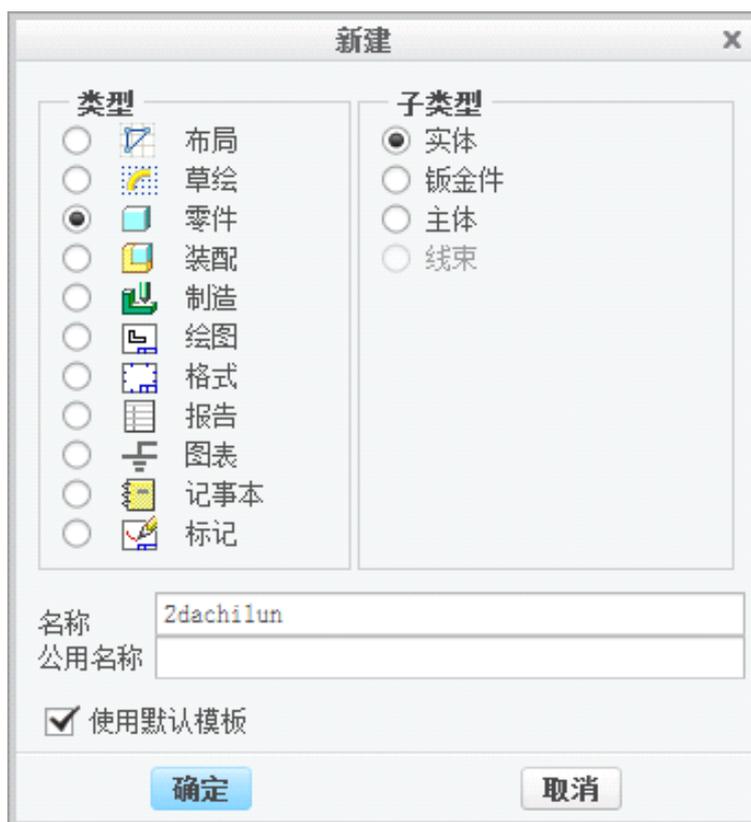


图 2.1.1 新建文件

- (2) 选取草绘图标，以 FRONT 面为草绘平面，其它都选择默认，使用缺省模式，进入草绘界面，绘制草图如图 2.1.2 所示。

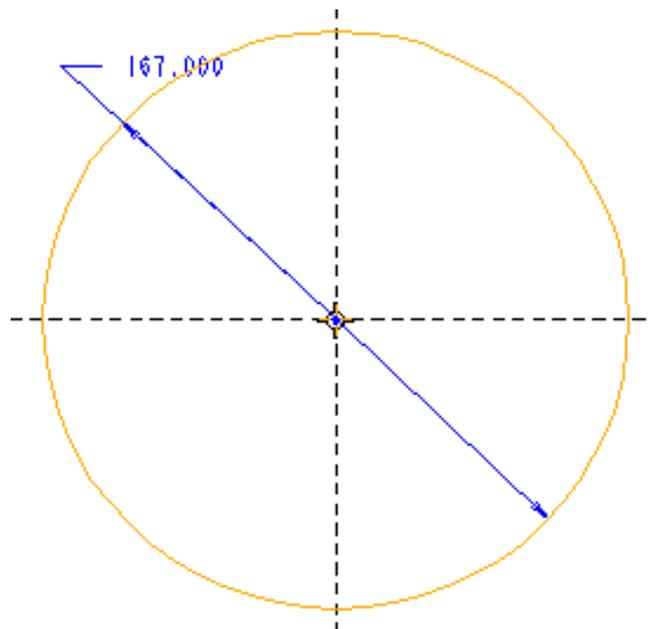


图 2.1.2 齿坯草绘

- (3) 点击“”按钮，退出草绘界面，点击拉伸按钮“”，输入拉伸深度 52，然后确定即可，如下图 2.1.3 所示。

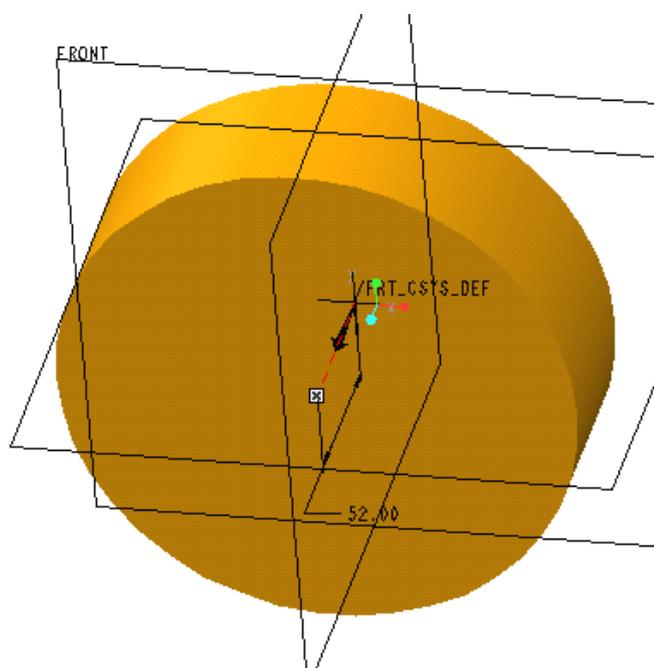


图 2.1.3 拉伸齿坯

- (4) 点击草绘按钮“”，草绘平面选择“使用先前的”，进入草绘界面，绘制如下图 2.1.4a 所示。

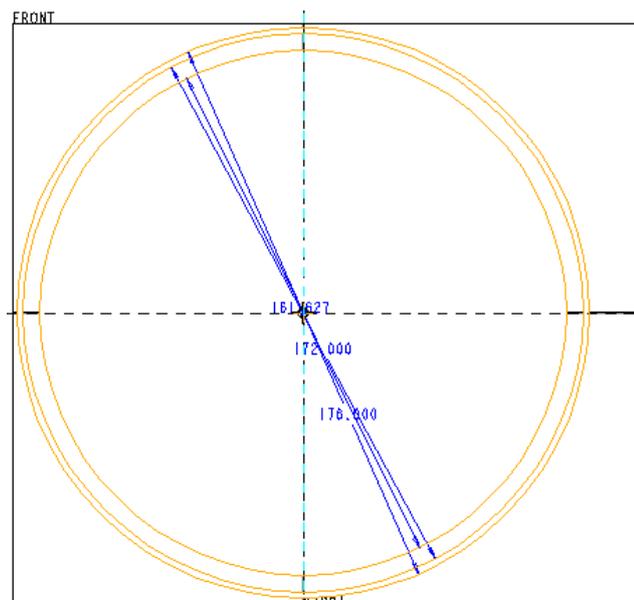


图 2.1.4a 草绘

(5) 单击“工具”→“参数”，建立如图 2.1.4b 所示的若干个参数。

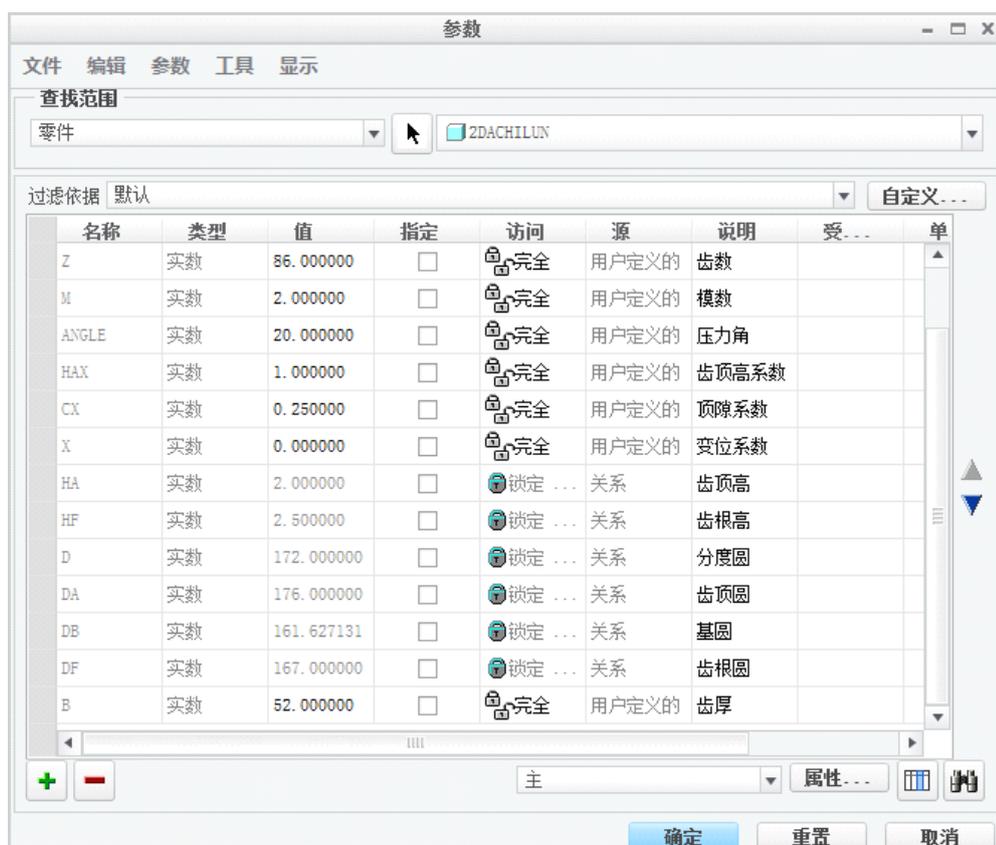


图 2.1.4b 齿轮参数设置

2.1.2 创建齿廓曲线

- (1) 创建渐开线。在工具栏内单击“基准”按钮，弹出“基准”选项卡，如图 2.1.5 所示。



图 2.1.5 方程曲线的建立

- (2) 在“基准”选项卡内依次单击“曲线”→“来自方程的曲线”。单击选取基准坐标系 PRT_CSYS_DEF 作为参考。坐标类型选择“笛卡尔”。渐开线的方程为：

$$\theta = 45 * t$$

$$r = db/2$$

$$x = r * \cos(\theta) + r * \sin(\theta) * \pi * \theta / 180$$

$$y = r * \sin(\theta) - r * \cos(\theta) * \pi * \theta / 180$$

$$z = 0$$

- (3) 在“曲线”定义栏，单击  完成渐开线的创建，如图 2.1.6 所示：

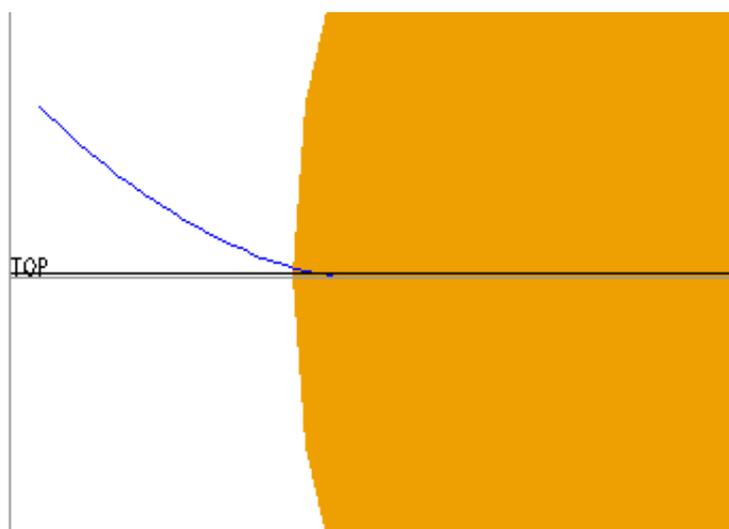


图 2.1.6 创建渐开线

- (4) 单击选取渐开线，在工具栏内单击按钮，系统弹出“镜像”定义操控面板，单击选取“DTM2”面作为参照平面，单击按钮完成渐开线的创建，如图 2.1.7 所示：

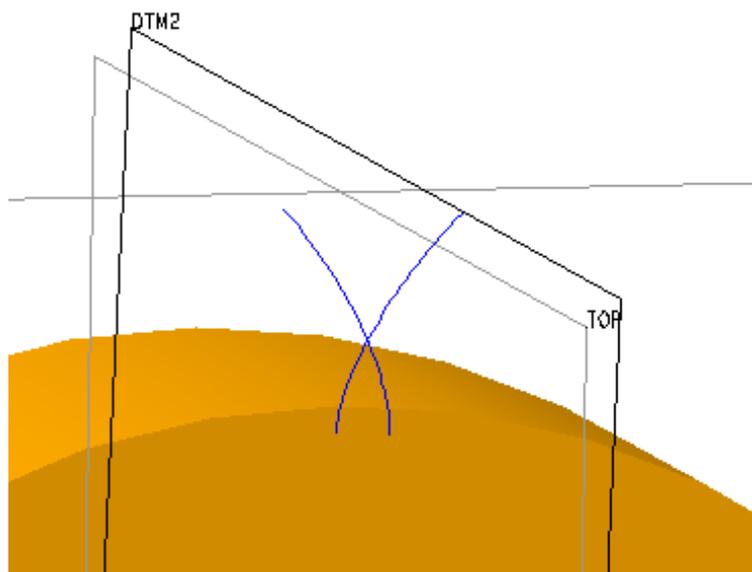


图 2.1.7 镜像渐开线

- (5) 单击草绘按钮，草绘平面选择“使用先前的”，进入草绘界面，绘制如下图 2.1.8 所示齿形轮廓。

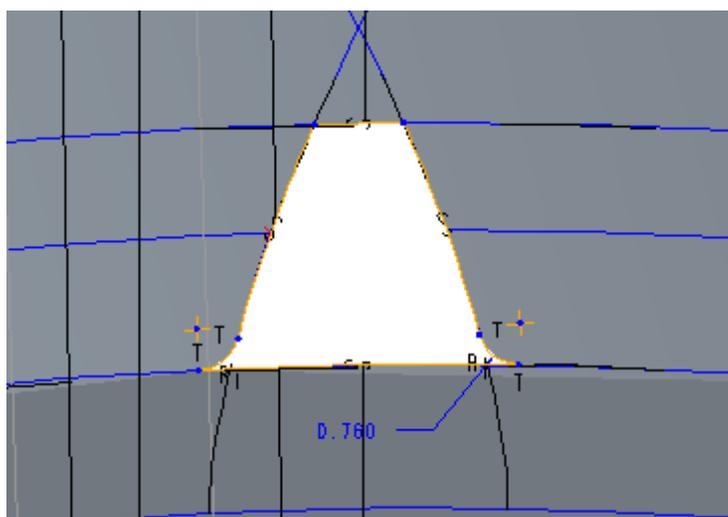


图 2.1.8 草绘齿形

- (6) 退出草绘界面后，单击“拉伸”按钮，得到一个轮齿，然后单击“阵列”按钮，如下图 2.1.9 所示：

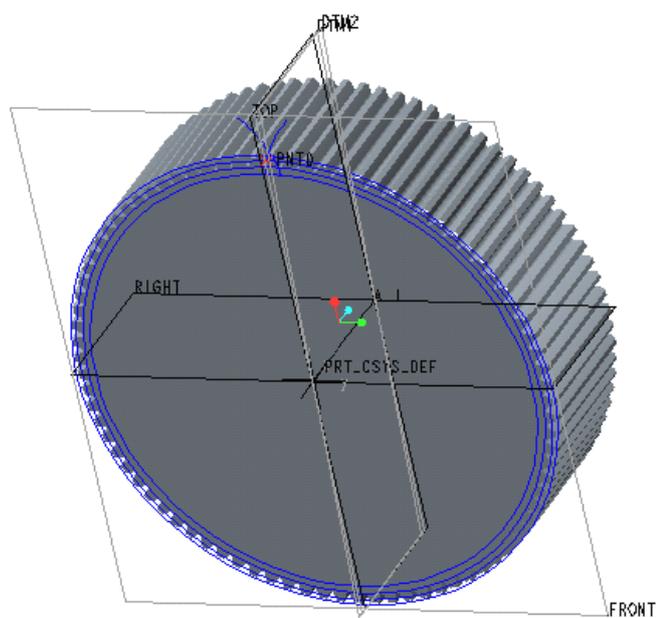


图 2.1.9 拉伸阵列齿形

2.1.3 绘制毂孔及辐孔

(1) 点击“草绘”按钮，进入草绘界面，绘制如图 2.1.10 所示：

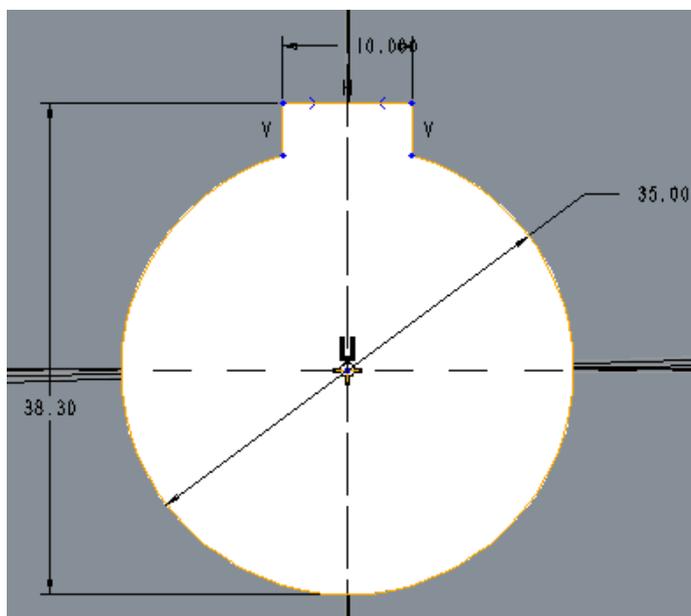


图 2.1.10 毂孔草绘

(2) 点击“拉伸”按钮，得到如下图 2.1.11 所示。

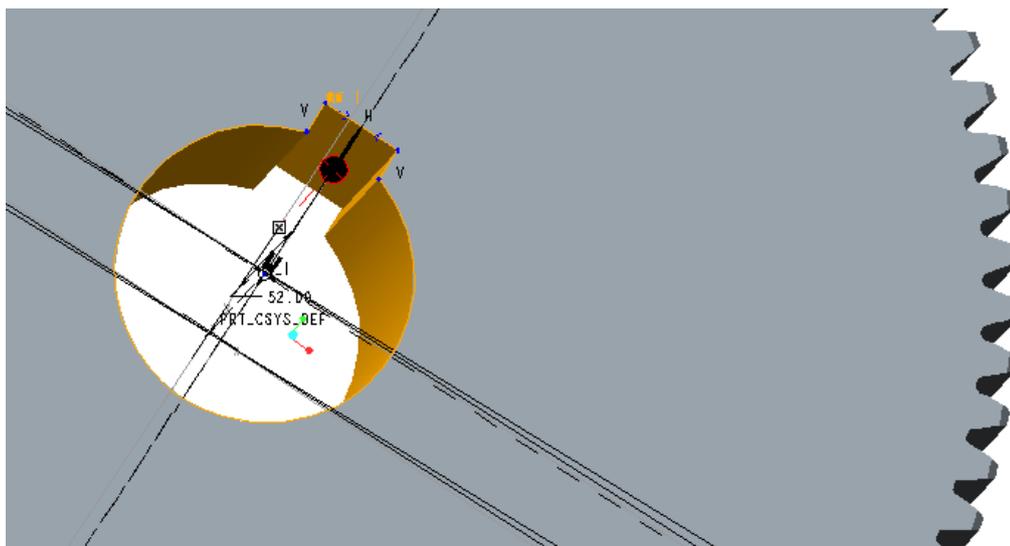


图 2.1.11 拉伸毂孔

(3) 绘制轮辐，如图 2.1.12 所示：

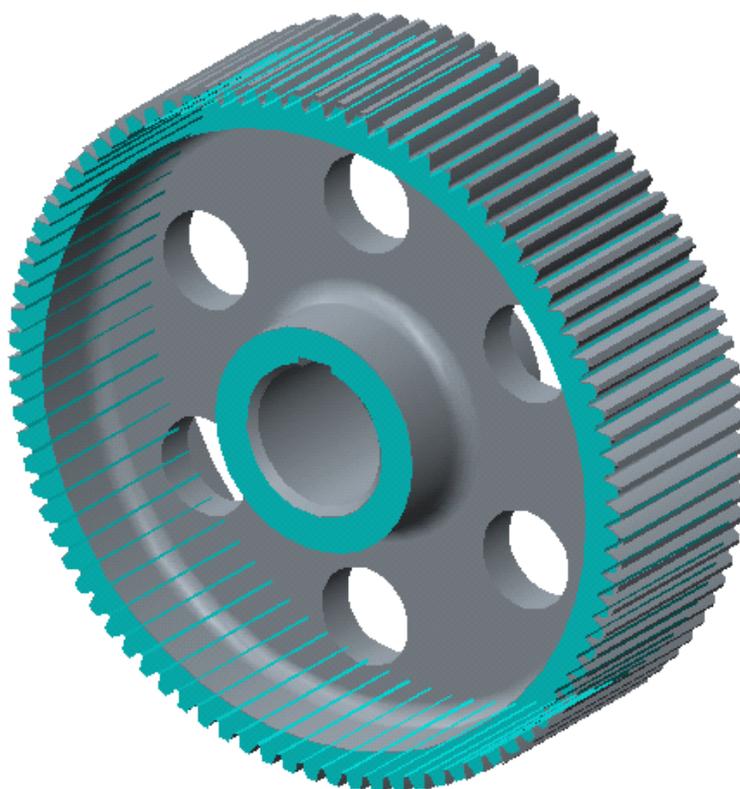


图 2.1.12 绘制轮辐

(4) 毂孔及轮毂的尺寸关系如图 2.1.13 所示：

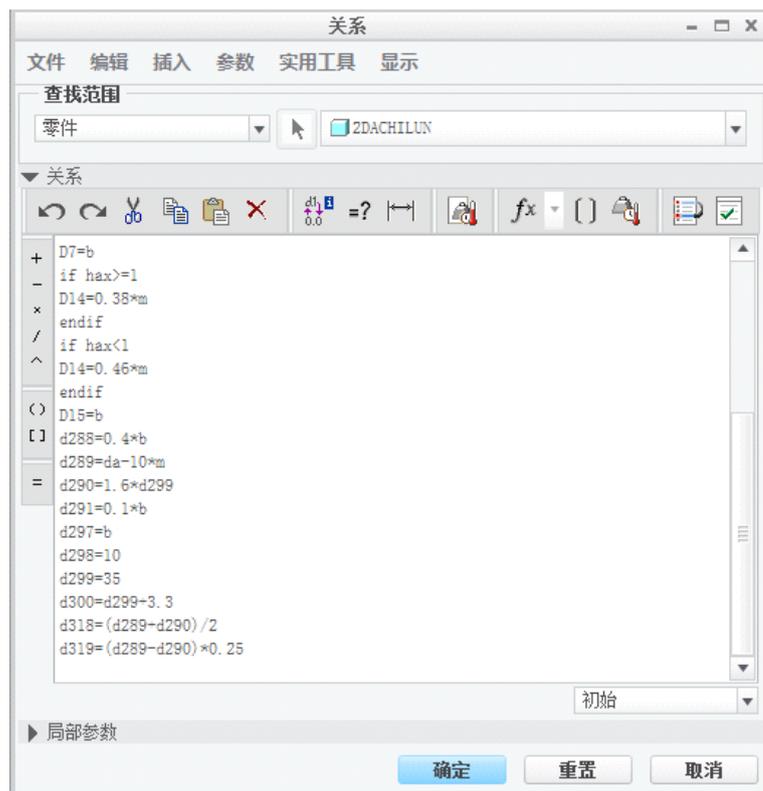


图 2.1.13 毂孔及轮辐的尺寸关系

(5) 处理好倒角等造型细节，确认完成齿轮的造型后，点击“文件”按钮，点击“保存”，把刚造型的大齿轮图形保存到相应文件夹内即可。

2.2 低速级小齿轮建模

(1) 双击打开 Pro/e 程序，点击“文件”→“打开”，打开之前的文件名为“2dachilun”的文件，如图 2.2.1 所示

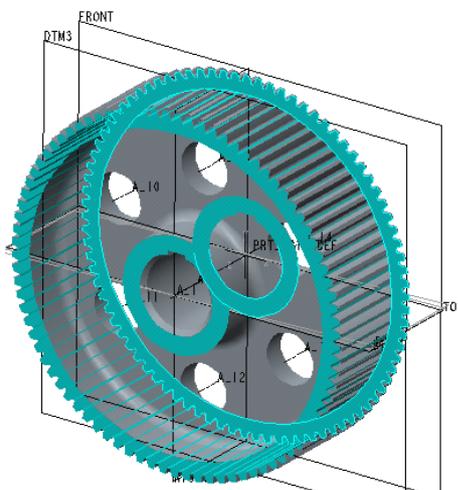


图 2.2.1 "2dachilun"模型

(2) 单击“工具”→“参数”，将有关的参数改为图 2.2.2 所示：

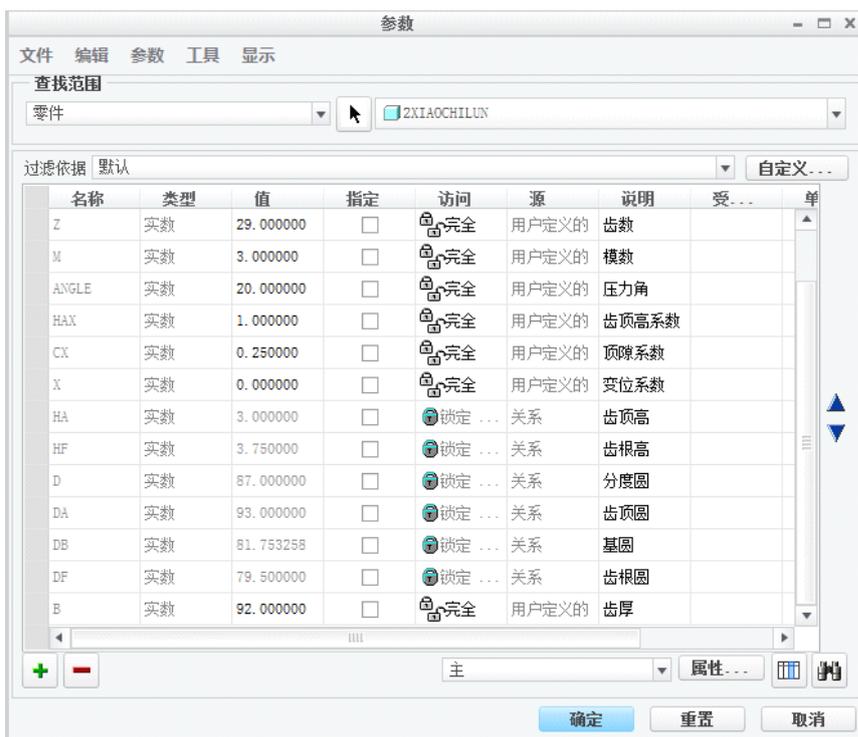


图 2.2.2 齿轮参数设置

(3) 单击“工具”→“关系”，将有关的尺寸关系改为图 2.2.3 所示：

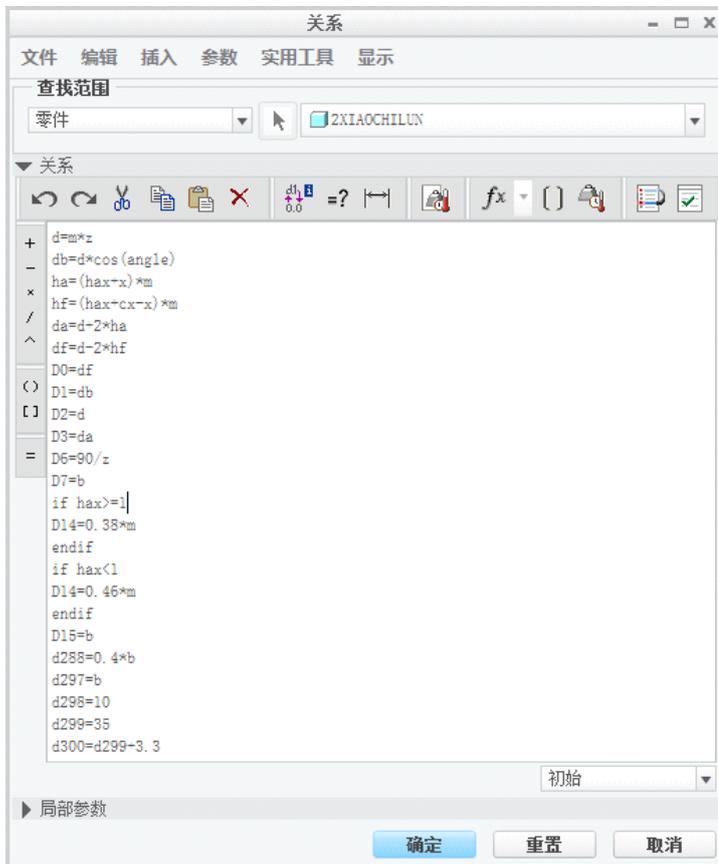


图 2.2.3 齿轮相关尺寸关系

- (4) 改好相关参数和关系，处理好倒角等造型细节，完成后的小齿轮的造型如图 2.2.4 所示。点击“文件”按钮，点击“另存为”→“保存副本”，命名为“2xiaochilun”，把刚造型的小齿轮图形保存到相应文件夹内即可。

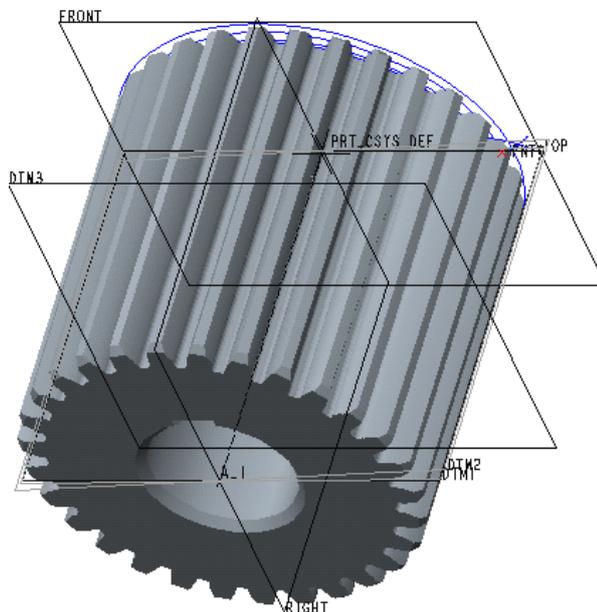


图 2.2.4 "2xiaochilun"模型

2.3 低速级大齿轮建模

- (1) 双击打开 Pro/E 程序，点击“文件”→“打开”，打开之前的文件名为“2dachilun”的文件，如图 2.3.1 所示

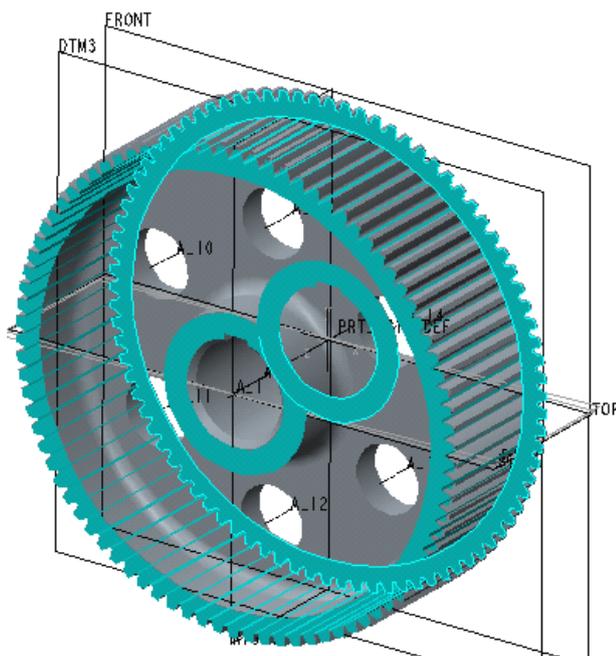


图 2.3.1 "2dachilun"模型

(2) 单击“工具”→“参数”，将有关的参数改为图 2.3.2 所示：

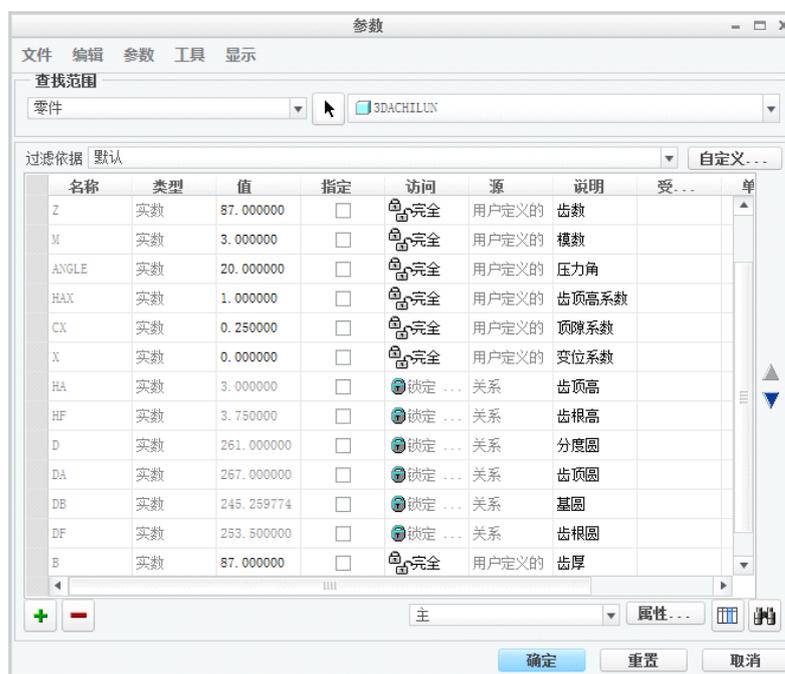


图 2.3.2 齿轮的参数设置

(3) 单击“工具”→“关系”，将有关的尺寸关系改为图 2.3.3 所示：

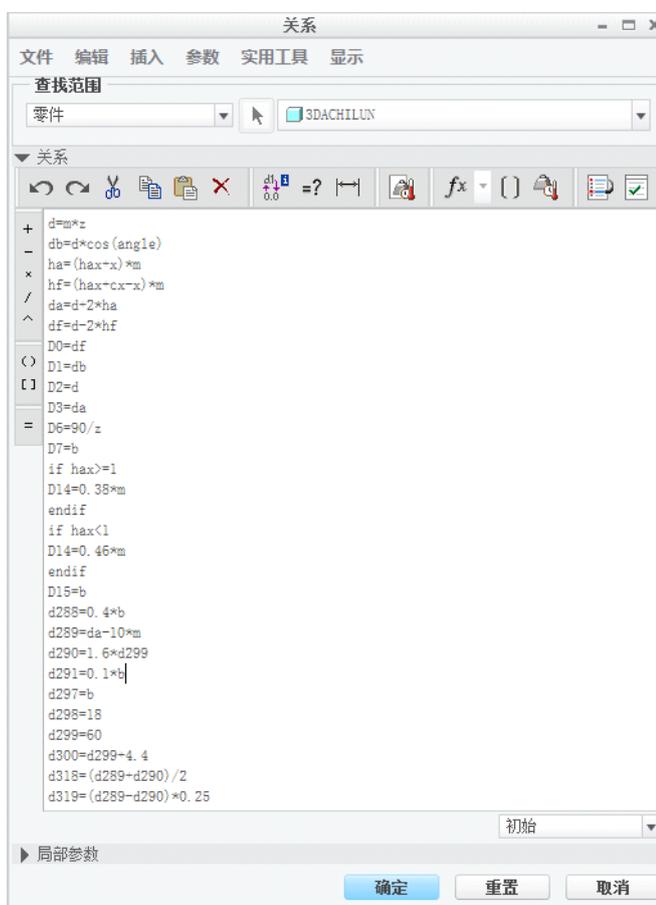


图 2.3.3 齿轮相关尺寸关系

- (4) 改好相关参数和关系，处理好倒角等造型细节，完成后齿轮的造型如图 2.3.4 所示。点击“文件”按钮，点击“另存为”→“保存副本”，命名为“3dachilun”，把刚造型的大齿轮图形保存到相应文件夹内即可。



图 2.3.4 "3dachilun"模型

2.4 轴承的造型

- (1) 点击打开 Pro/E 程序，点击“文件”，点击“新建”→“零件”→“缺省”，进入草绘界面，如图 2.3.1 所示：

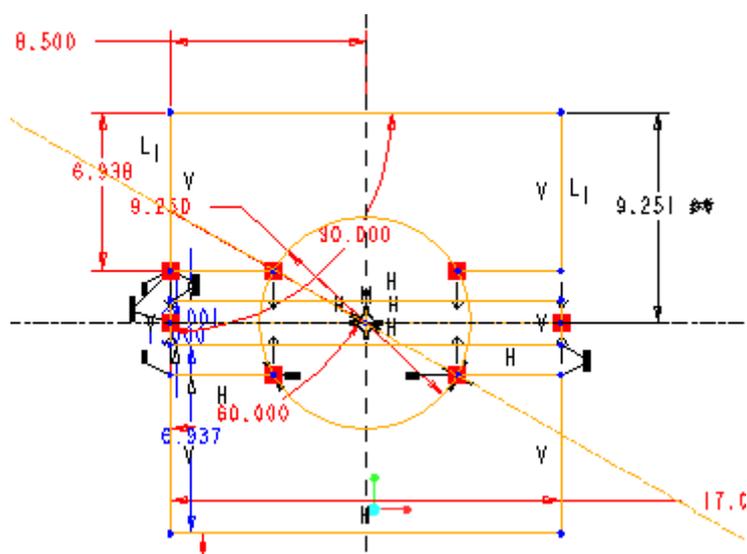


图 2.3.1 轴承截面草绘

- (2) 点击“”按钮，退出草绘界面，然后点击“旋转”按钮“”，旋转出下图 2.3.2 所示模型。

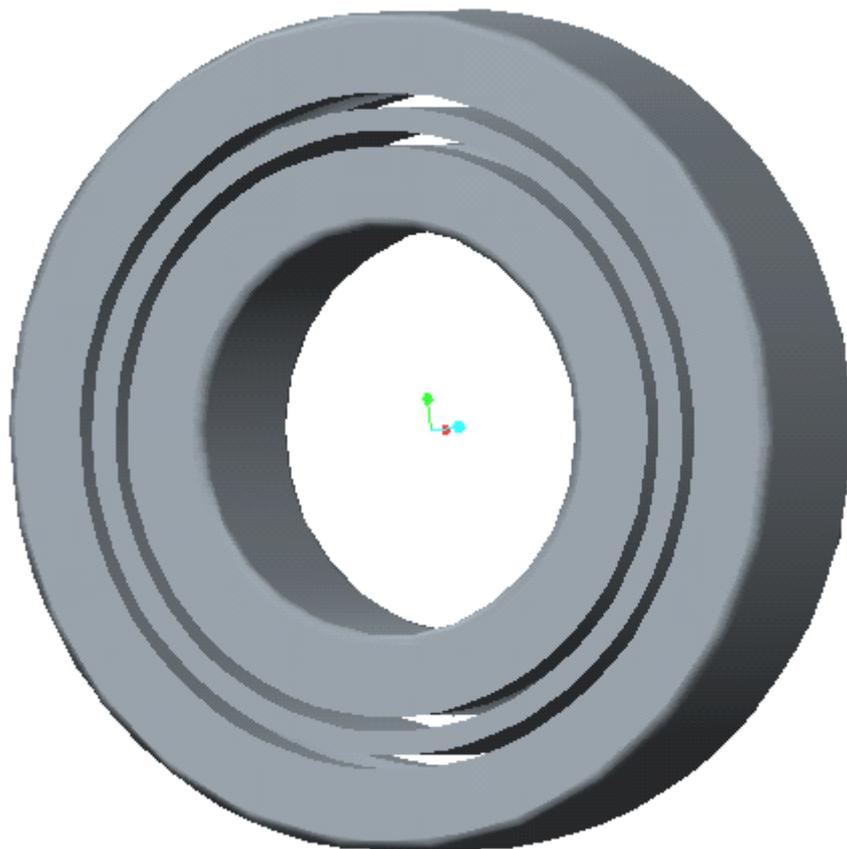


图 2.3.2 旋转生成内、外圈及保持架

- (3) 点击“草绘”，点击“使用先前”，进入草绘界面。绘制如下图 2.3.3 所示：

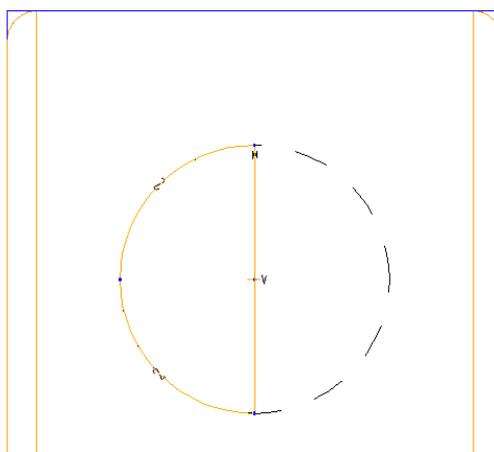


图 2.3.3 草绘滚子

- (4) 点击“退出”草绘，然后点击“旋转”按钮，然后“阵列”即可得到轴承零件，如

图 2.3.4 所示：

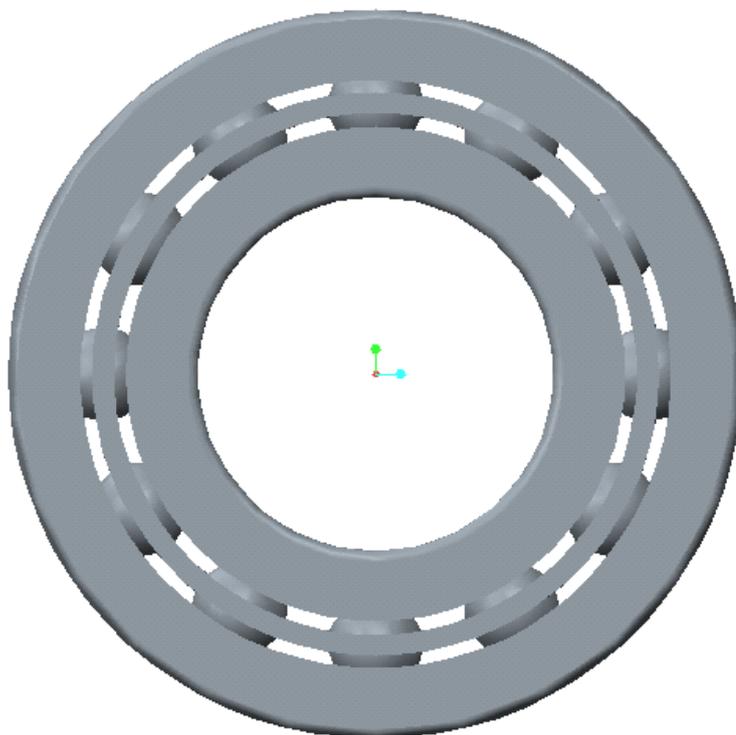


图 2.3.4 轴承模型

至此就完成了 1 轴深沟球轴承的造型。

(5) 另外两对轴承的建模过程与以上过程相似。

2.5 轴的建模

2.5.1 高速齿轮轴的建模

(1) 点击进入草绘界面，绘制如图 2.5.1 所示图形：



图 2.5.1 轴草绘

(2) 旋转即可得到轴，并拉伸键槽，如图 2.5.2 所示：

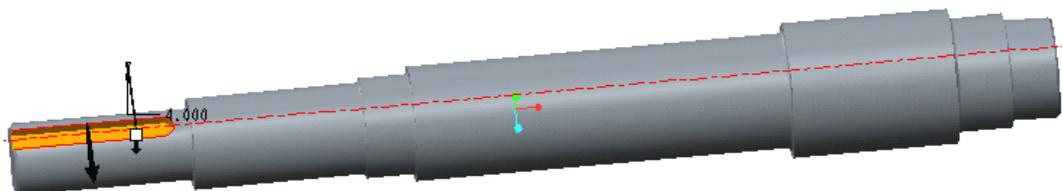


图 2.5.2 旋转生成轴、拉伸键槽

(3) 点击草绘按钮，进入草绘界面，绘制如下图 2.5.3 所示。

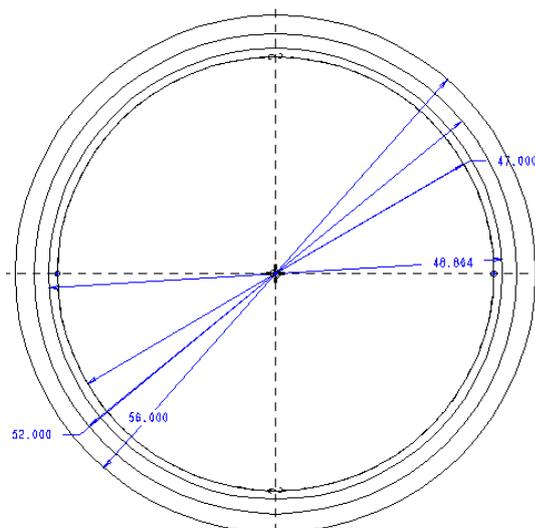


图 2.5.3 齿轮齿根圆相关草绘

(4) 单击“工具”→“参数”，建立如图 2.5.4 所示的若干个参数。

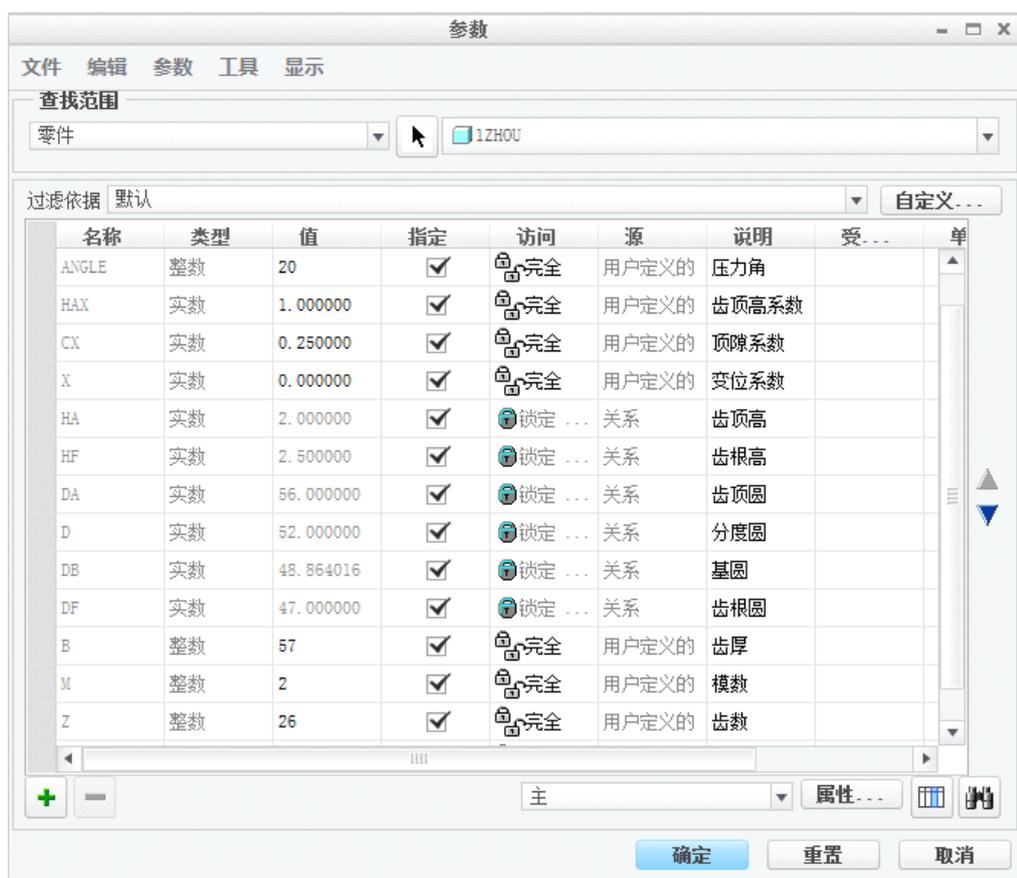


图 2.5.4 齿轮参数设置

(5) 创建渐开线。在工具栏内单击“基准”按钮，弹出“基准”选项卡，如图 2.5.5

所示。



图 2.5.5 创建方程曲线

在“基准”选项卡内依次单击“曲线”→“来自方程的曲线”。单击选取基准坐标系 PRT_CSYS_DEF 作为参考。坐标类型选择“笛卡尔”。渐开线的方程为：

$$\theta = t * 45$$

$$r = db/2$$

$$y = r * \cos(\theta) + r * \sin(\theta) * \theta * \pi/180$$

$$z = r * \sin(\theta) - r * \cos(\theta) * \theta * \pi/180$$

$$x = 0$$

在“曲线”定义栏，单击  完成渐开线的创建，如图 2.5.6 所示：

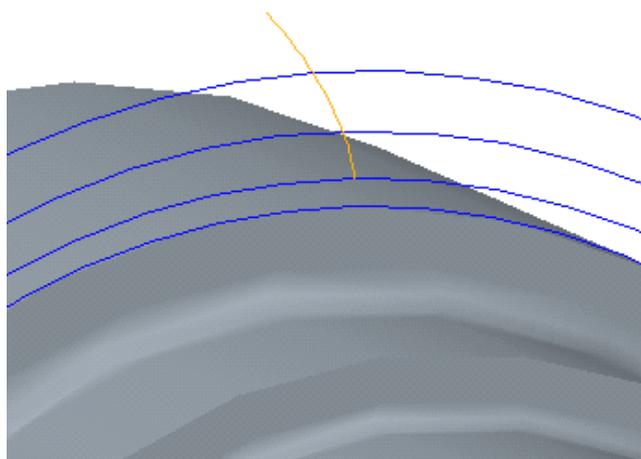


图 2.5.6 渐开线的创建

(7) 单击选取渐开线，在工具栏内单击  按钮，系统弹出“镜像”定义操控

面板，单击选取“DTM2”面作为参照平面，单击  按钮完成渐开线的创建，如图 2.5.7 所示：

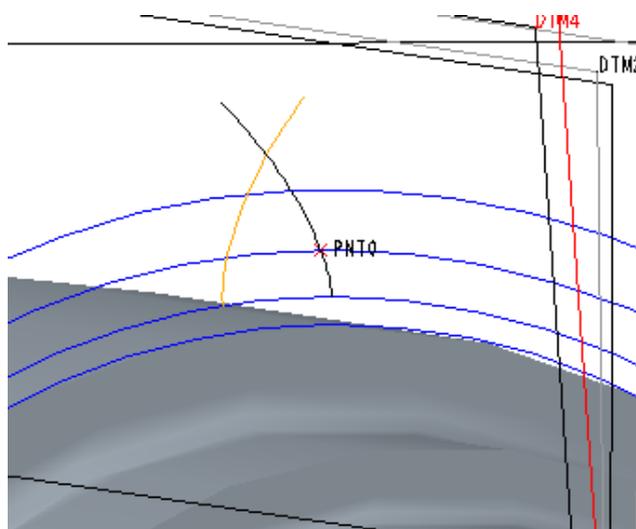


图 2.5.7 镜像渐开线

(8) 单击草绘按钮 ，草绘平面选择“使用先前的”，进入草绘界面，绘制如图 2.5.8 所示齿形轮廓。

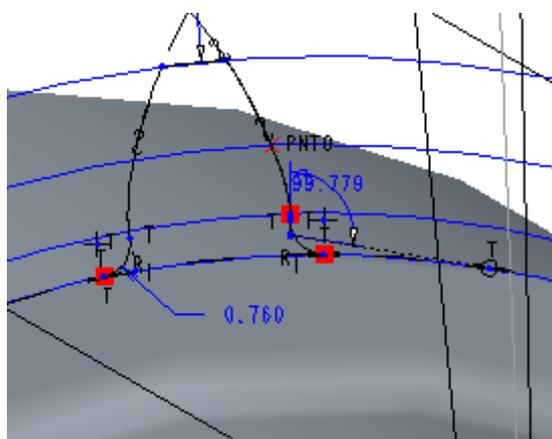


图 2.5.8 齿形轮廓草绘

(9) 退出草绘界面后，单击”拉伸”按钮，得到一个轮齿，然后单击“阵列”按钮，生成齿形，处理好倒角等相关造型细节后，齿轮轴的最终效果如图 2.5.9 所示：

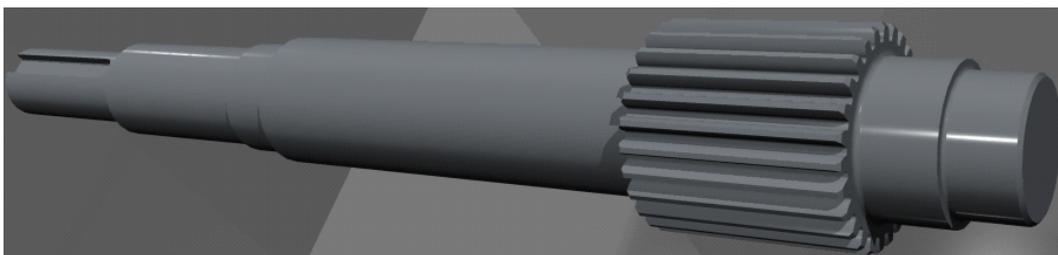


图 2.5.9 齿轮轴模型

2.5.2 中间轴的建模

(1) 点击进入草绘界面，绘制如图 2.5.10 所示图形：

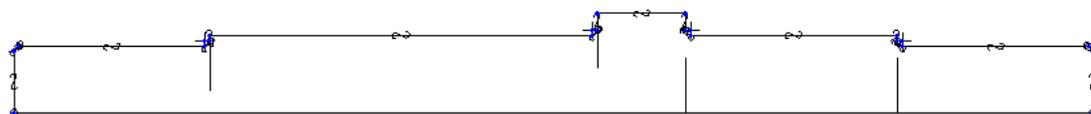


图 2.5.10 轴草绘

(2) 旋转即可得到轴，并拉伸键槽，如图 2.5.11 所示：

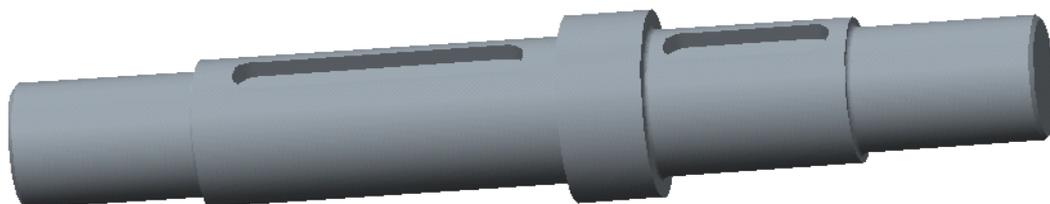


图 2.5.11 旋转生成轴、拉伸键槽

2.5.3 低速轴的建模

(1) 点击进入草绘界面，绘制如图 2.5.12 所示图形：

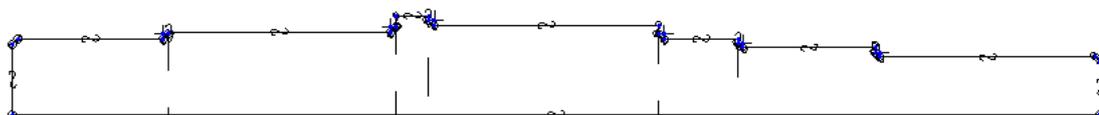


图 2.5.12 轴草绘

(2) 旋转即可得到轴，并拉伸键槽，如图 2.5.13 所示：



图 2.5.13 旋转生成轴、拉伸键槽

2.6 箱体的建模

- (1) 单击“拉伸”按钮，打开拉伸特征操控板。选择实体拉伸方式,关于草绘平面双向对称拉伸，设置拉伸深度为“211”依次选择“位置”→“定义”进行草图的绘制，草图如图 2.6.1 所示：

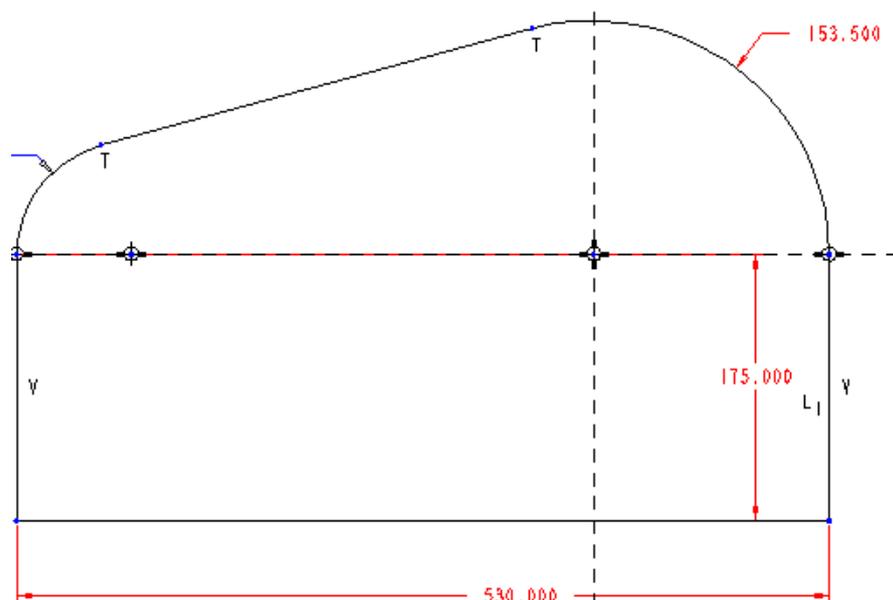


图 2.6.1 草绘箱体毛坯

- (2) 完成草图的绘制，拉伸后的实体如图 2.6.2 所示：

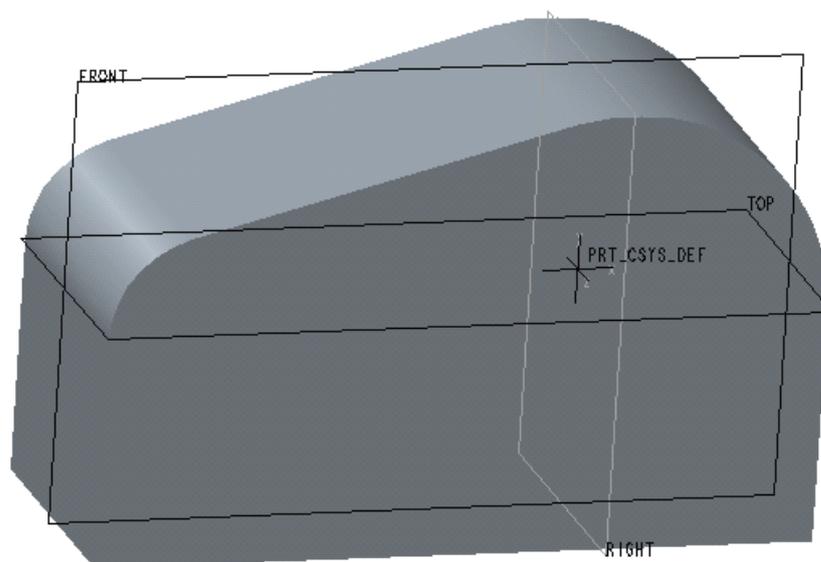


图 2.6.2 拉伸生产毛坯

- (3) 对拉伸后的实体进行 倒圆角等操作，建立抽壳特征，打开抽壳特征操控板。设定抽壳厚度为“10”。完成抽壳特征的建立。再次单击“拉伸”按钮建立箱体使用拉伸工具建立结合面基体，完成草图后进行两侧对称拉伸，如图 2.6.3

所示：

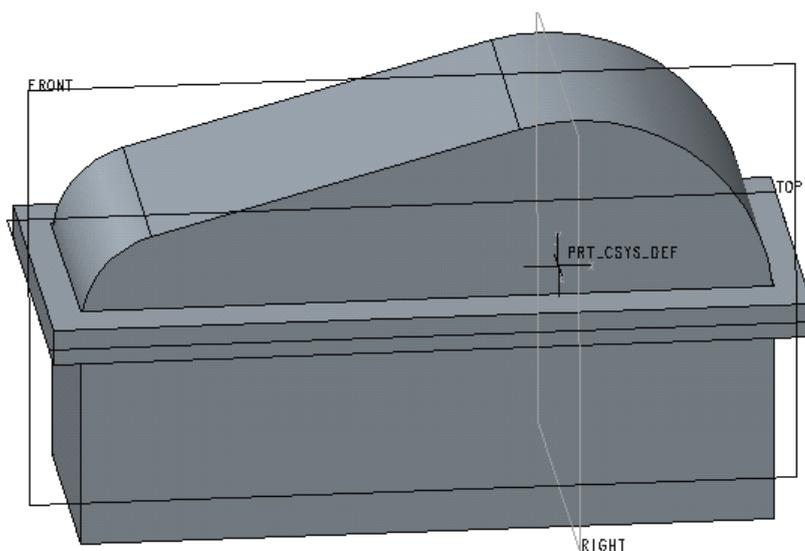


图 2.6.3 拉伸生成凸缘

- (4) 再次使用拉伸工具完成底部特征的建模，方法如上分别使用拉伸工具建立轴承孔，如图 2.6.4 所示：

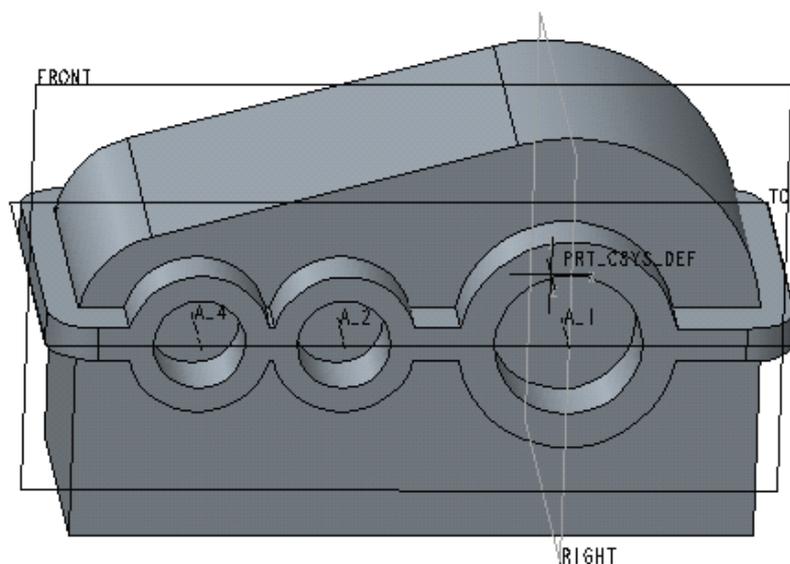


图 2.6.4 轴承座孔绘制

- (5) 使用拉伸工具建立凸台，完成草图的绘制后，进行拉伸，则完成后的凸台如图 2.6.5 所示：

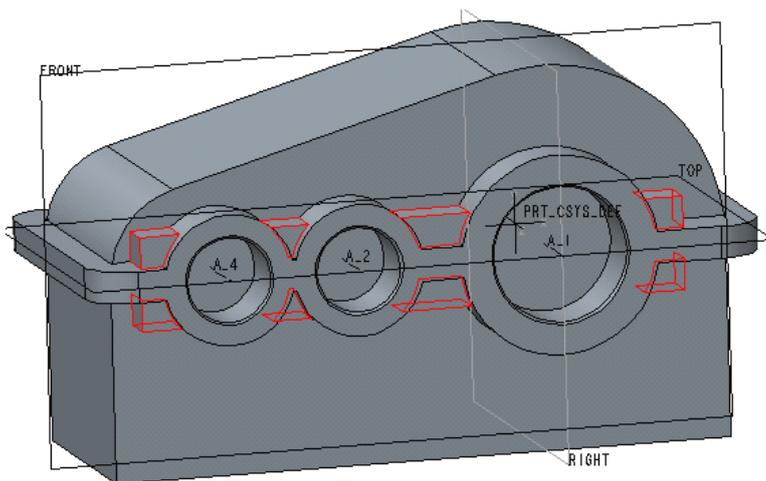


图 2.6.5 轴承座旁凸台绘制

- (6) 打开“孔”按钮分别对零件进行安装孔，轴端密封安装孔及底座安装孔。在分别对零件进行“筋”特征建模完成后如图 2.6.6 所示：

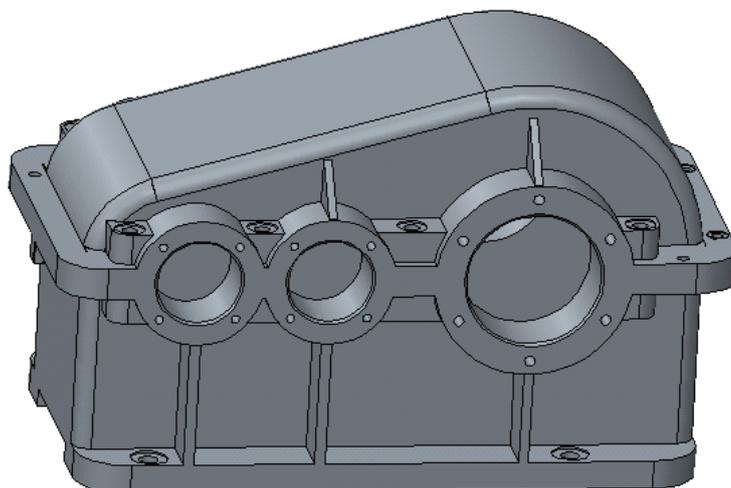


图 2.6.6 孔和肋板的绘制

- (7) 通过“拉伸”→“切除”及“孔”命令建立排油孔特征。完成草图后，建模如图 2.6.7 所示：



图 2.6.7 放油孔的绘制

- (8) 使用“拉伸”命令，建立吊耳，完成后如图 2.6.8 所示：

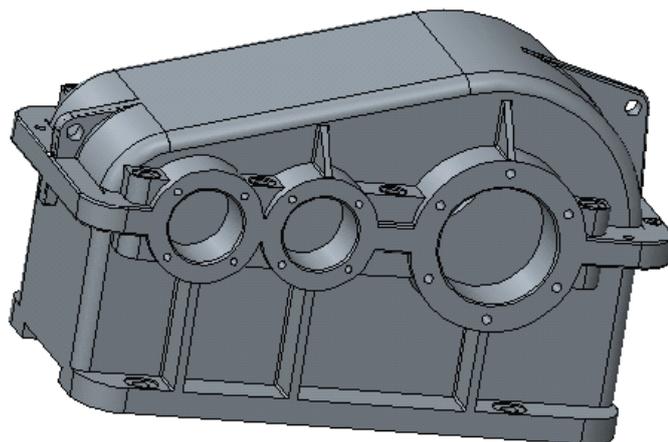


图 2.6.8 绘制吊耳

(9) 使用“拉伸”命令，建立窥视孔，完成后如图 2.6.9 所示：



图 2.6.9 绘制窥视孔

(10) 建立箱盖：

使用基准面切割实体，完成最终模型的建立，选择 TOP 基准平面，后单击“ 实体化”命令，打开实体化特征操控板。选择切割方式，调整材料移除方向，则完成后实体如图 2.6.10 所示：

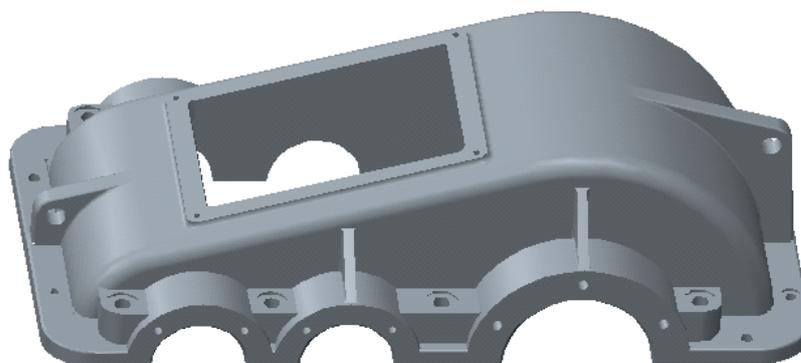


图 2.6.10 创建箱盖

(11)建立箱座:

使用基准面切割实体，完成最终模型的建立，选择 TOP 基准平面，后单击“ 实体化”命令，打开实体化特征操控板。选择切割方式，调整材料移除方向，则完成后实体如图 2.6.11 所示:

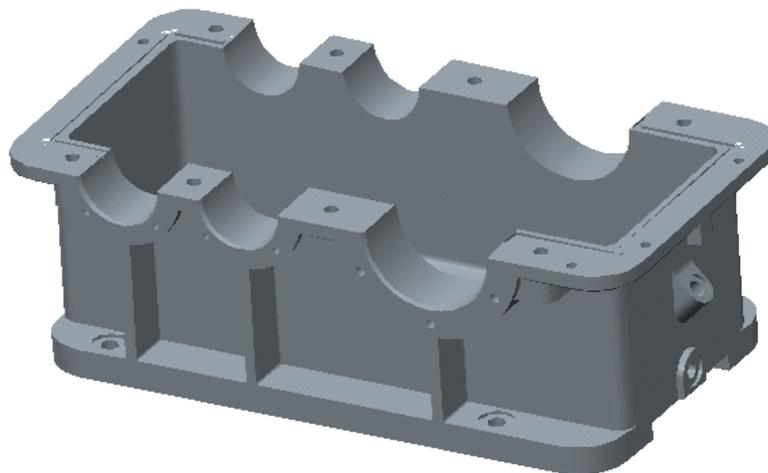


图 2.6.11 创建箱座

2.7 其它减速器附件的建模

其它附件的图形分别显示如图 2.7.1(a) (b) (c) (d) (e) (f) (g) (h)所示:

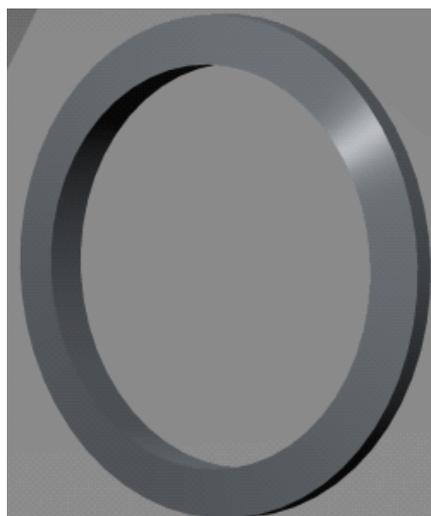


图 2.7.1(a)

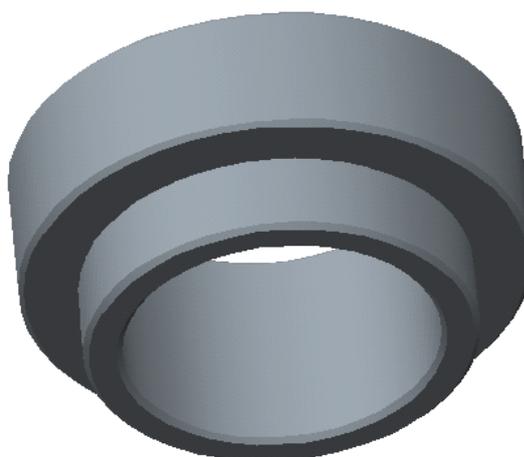


图 2.7.1(b)

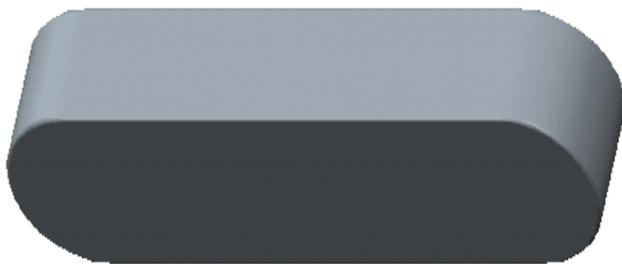


图 2.7.1(c)

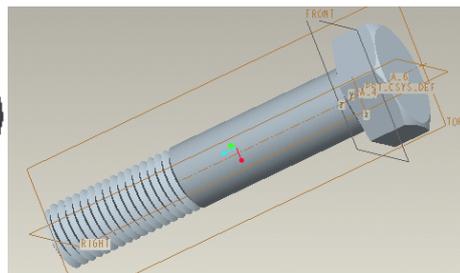


图 2.7.1(d)



图 2.7.1(e)

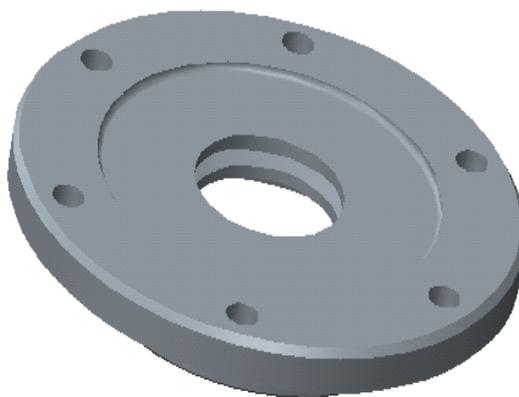


图 2.7.1(f)

3 基于 Pro/E 的减速器装配

完成零件设计后，将设计的零件按设计要求的约束条件或连接方式装配在一起才能形成一个完整的产品或机构装置。利用 Pro/E 提供的“装配”模块可实现模型的组装。在 Pro/E 系统中，模型装配的过程就是按照一定的约束条件或连接方式，将各零件组装成一个整体并能满足设计功能的过程。

在 Pro/E 中，零件是在“装配”模式下装配的，进入“装配”模式最简单的方法，就是点击“新建”选择装配，使用缺省模模版即可。

如图 3.1 所示：



图 3.1 新建装配文件

零件的装配过程，实际上就是一个约束限位的过程，根据不同的零件模型及设计需要，选择合适的装配约束类型，从而完成零件模型的定位。一般要完成一个零件的完全定位，可能需要同时满足几种约束条件。Pro/E 提供了十几种约束类型，供用户选用。

3.1 装配的约束类型

要选择装配约束类型，只需在元件放置操控板的约束类型栏中，单击按钮，在弹出的下拉列表中选择相应的约束选项即可，

点击插入元件按钮，选择约束类型，对装配元件进行约束，约束的类型主要有：匹配，对齐，插入，坐标系，相切，线上点，曲面上点，曲面上边，固定，缺省等，对于装配体而言，主要用到的有：匹配，对齐和插入。使用“匹配”约束可以使两个部件的平面（或基准平面）相互平行或重合，并且方向相对（即面对面）。“匹配”约束包括“重合”、“定向”和“偏距”三种类型，使用“对齐”约束可以使两个部件的对象（平面、轴线、点或边线）对齐，从而使两个部件共面、共线、平行、重合等，使用“插入”约束可以将一个旋转曲面插入到另一个旋转曲面中，此时它们的轴线是重合的。

3.2 连接转配

在 Pro/E 中，元件的放置还有一种装配方式——连接装配。使用连接装配可方便用户在利用 Pro/Mechanism（机构）模块时直接执行机构的运动分析与仿真，它使用前面所说的各种约束条件来限定零件的运动方式及其自由度。

刚性：刚性连接。自由度为零，零件装配处于完全约束状态。

销钉：销钉连接。自由度为 1，零件可沿某一轴旋转。应满足的约束关系。

轴对齐：轴对齐方式。有两个自由度：绕轴旋转和沿轴平移。

平移：以“匹配”或“对齐”方式约束装配零件的平移，使平移自由度为零。

滑动杆：滑动连接。自由度为 1，零件可沿某一轴平移，应满足的约束关系。

轴对齐：轴对齐方式，有两个自由度：绕轴旋转和沿轴平移。

旋转：以“匹配”或“对齐”方式约束装配零件的平移，使旋转自由度为零。

圆柱：缸连接。自由度为 2，零件可沿某一轴平移或旋转。该类型只需满足轴对齐”约束关系即可。

球：球连接。自由度为 3，零件可绕某点自由旋转，但不能进行任何方向的平移。该类型需满足“点对齐”约束关系，。具体操作：分别在两个零件中选择相应的点，输入偏移值即可。

焊接：焊接。自由度为零，两零件刚性连接在一起。该类型需满足坐标系约束关系。

平面：平面连接。自由度为 2，零件可在某一平面内自由移动，也可绕该平面的法线方向旋转。该类型需满足“平面”约束关系。

轴承：轴承连接。自由度为 4，零件可自由旋转，并可沿某轴自由移动。该类

型需满足“点对齐”约束关系，。具体操作：在一个零件中选择一点，在另一个零件中选择一条边或轴线，输入偏移值即可。

常规：选取自动类型约束的任意参照以建立连接。

6DOF：该类型需满足“坐标系对齐”约束关系。

槽：建立槽连接，包含一个“点对齐”约束，允许沿一条非直的轨迹旋转。该类型需满足的约束关系。

在零件装配之前将组件模型中的某些零件隐藏，可简化装配过程中的图面，便于捕捉要进行约束的对象。零件装配时必须合理选择第一个装配零件，一般选择整个模型中最为关键的零件。针对不同装配要求合理选择约束类型，借助“自动”选项，系统可自动选择合适的约束类型，有利于加快装配操作。合适的约束类型，有利于加快装配操作。

运用以上的装配方法对减速器进行装配，装配效果图 3.2(a) (b) (c) (d) (e)所示：

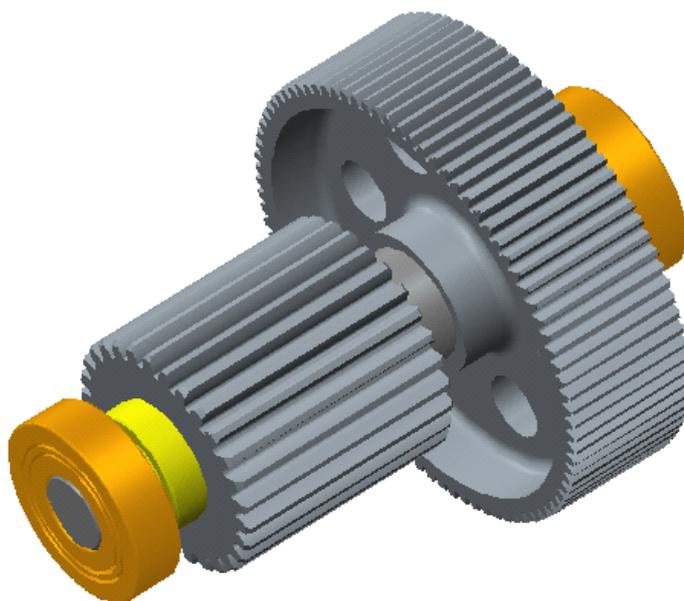


图 3.2(a) 中间轴系零件的装配效果图

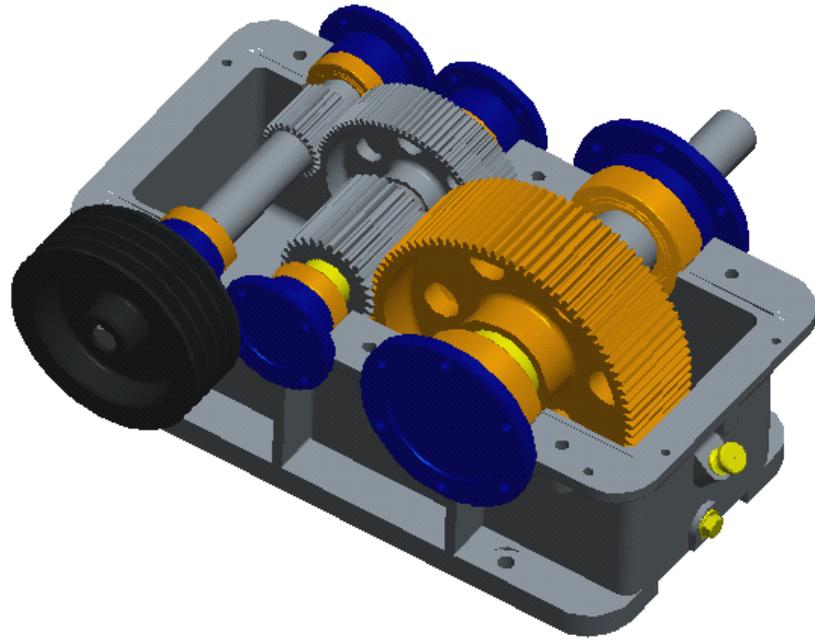


图 3.2(b) 去除箱盖视图

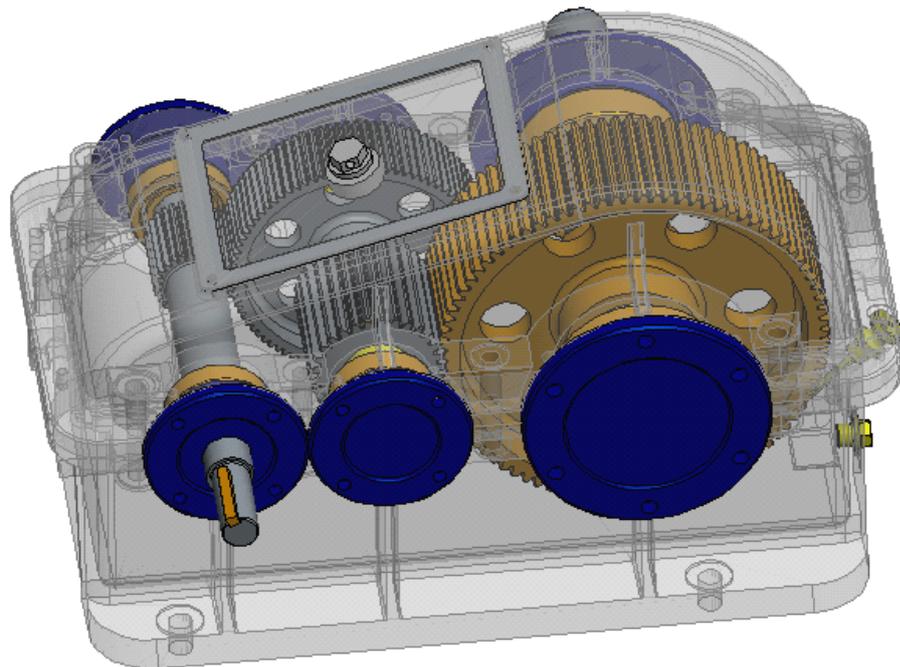


图 3.2(c) 装配完成后总体效果图

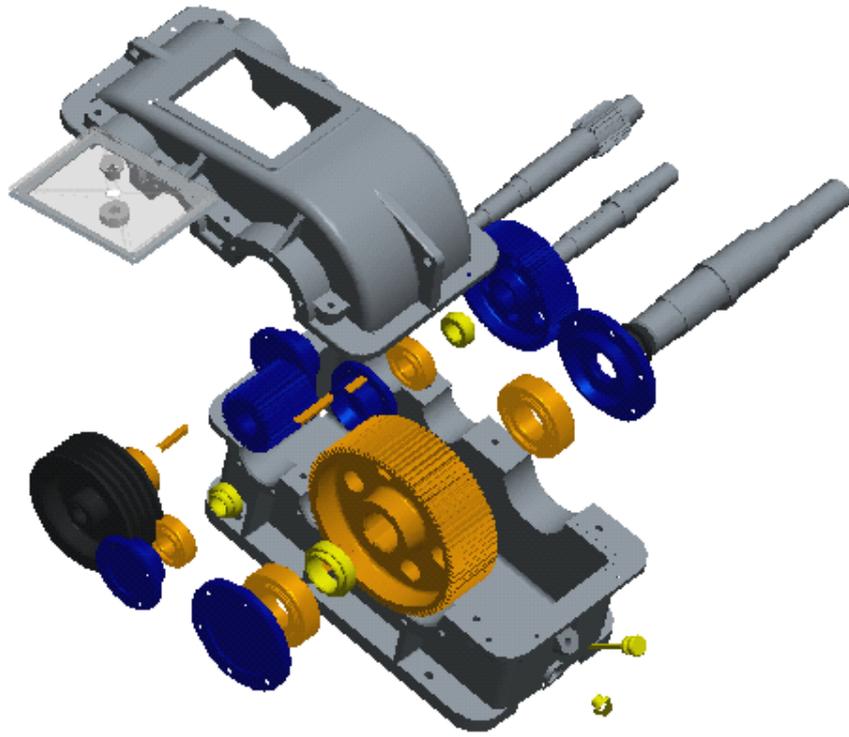


图 3.2(d) 分解视图

4 基于 Pro/E 的减速器运动仿真

(1) 装配完成后，点击“应用程序”→“机构”进行运动仿真，使用“齿轮”命令，定义如图 4.1 所示的两对齿轮副连接^[13]。

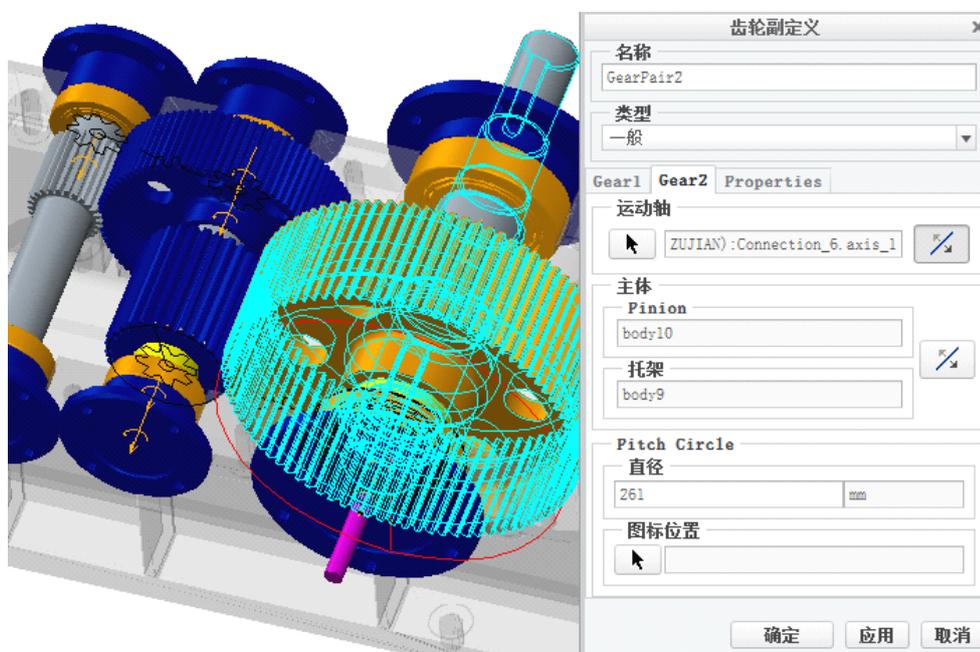


图 4.1 定义齿轮副

(2) 点击“伺服电动机”按钮，在高速轴输入端添加如图 4.2 所示的电动机。

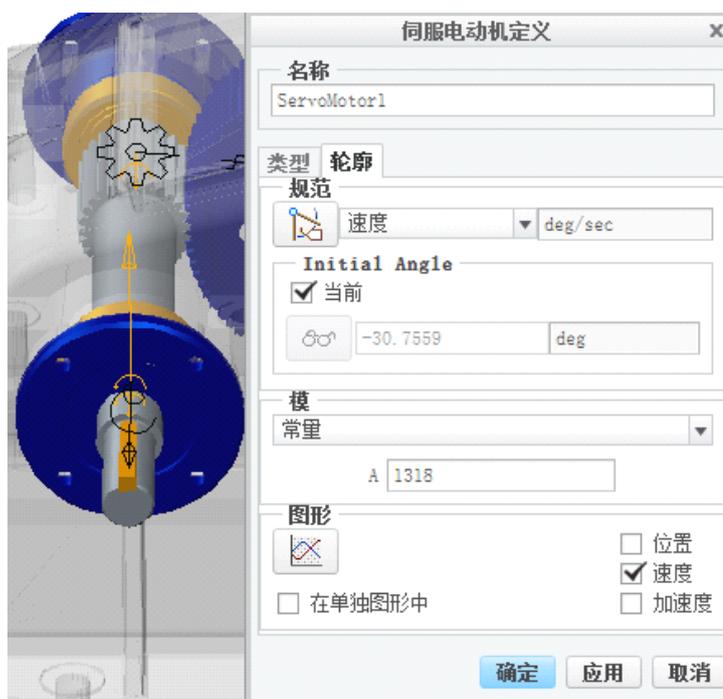


图 4.2 定义伺服电动机

(3) 点击“机构分析”按钮，设置好相关参数后，点击“运行”，相关参数如图 4.3 所示。



图 4.3 分析机构定义

(4) 点击“回放”→“播放当前结果集”→“捕获”，录制文件名为“1233.avi”的视频文件。如图 4.4。



图 4.4 捕获仿真视频

结束语

这么长时间的毕业设计，本身就是一个探索学习的过程，现对本次毕业设计总结如下：

(1) 齿轮传动能够实现稳定的传动比，该减速器为满足设计要求而设计了 1 : 21.8 的总传动比。

(2) 由于系统所受的载荷不大，在设计中齿轮采用了腹板式齿轮不仅能够满足强度及刚度要求，而且节省材料，降低了加工的成本。由于二级展开式齿轮减速器的齿轮相对轴承位置不对称，当其产生弯扭变形时，载荷在齿宽分布不均匀，因此，对轴的设计要求最高，通过对轴长时间的精心设计，设计的轴具有较大的刚度，保证传动的稳定性。较大尺寸的底面积及箱体轮毂，可以增加抗弯扭的惯性，有利于提高箱体的整体刚性。

(3) 本论文的设计过程中，充分熟练利用了 Creo Parametric 2.0 软件进行了几何造型设计，便捷的模型再生成编辑，可以缩短产品更新换代生产的整个周期，并且此设计还具有形状均匀、美观，使用寿命长等优点，可以完全满足设计的要求。进一步利用数控加工设备进行技术加工，可以显著提高减速器的设计制造精密、设计制造质量、设计制造效率。

(4) 由于运用 Creo 进行三维造型，并用机构分析进行仿真模拟，我深感 Creo Parametric 2.0 功能的强大。在以后的学习当中我会更加努力，掌握其精华。

致 谢

蓦然回首，短短的四年就过去了,酸甜苦辣，种种磨练只有自己清楚，付出并不一定能收到回报，但不付出一定得不到回报，长风破浪会有时，直挂云帆会沧—只要有志向有理想，前途还是光明的。该设计虽然凝聚着自己的努力，但没有指导老师的指引和教授，没有同学的帮助和支持，我在大学的专业学习将无所适用。当我做完这篇毕业设计的时候，涌上心头的不是长途跋涉后抵达终点的欣喜，而是源自心底的诚挚谢意。首先要感谢大学四年教授我的所有领导老师以及陪我一起学习进步的同学们，是你们陪我一起走过了四年的求学之路，是你们用四年的岁月教授了我生存的本领；再次我要衷心的感谢郑州科技学院的老师对我设计的构思以及内容不厌其烦的指导，使我在按时完成设计的同时深受启发；最后由衷的感谢答辩评审组的各位老师对我严格的审核和评论，我将继续努力学习积蓄力量，争取在自己毕业后的人生道路上贡献自己的一份力量回报社会。

参考文献

- [1] Yang, D.C.H, Sun, Z.S. A rotary model for spur gear dynamics [J]. Mechanism, Transmissions, and Automation in design, 1985, (107): 529--535.
- [2] Norden, M. Galic, J. Gutman, P.O. New models for backlash and gear play [J]. Int of Adaptive control and signal processing, 1997, (11): 49--63.
- [3] 王大康主编. 机械设计综合课程设计. 北京: 机械工业出版社, 2003
- [4] 任嘉卉, 李建平主编. 机械设计课程设计. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2001
- [5] 姚家娣, 李明, 黄兴元主编. 机械设计指导. 南昌: 江西高校出版社, 2001
- [6] 蒲良贵, 纪明刚等. 机械设计 (第七版). 北京: 高等教育出版社, 2004
- [7] 东北大学《机械零件设计手册》编写组. 机械零件设计手册 (第三版). 北京: 冶金工业出版社, 2004
- [8] 王知行, 刘廷荣. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000
- [9] 第五、六设计院《机械设计图册》编写组. 机械结构图册--减速器[M]. 北京: 国防工业出版社, 1974
- [10] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004
- [11] 张培金等. 机械设计课程设计[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1989
- [12] 刘仁家等. 机械设计常用元器件手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994
- [13] 林清安主编. Pro/ENGINEER 零件设计[M]. 北京: 北京大学出版社, 2000: 3-121