

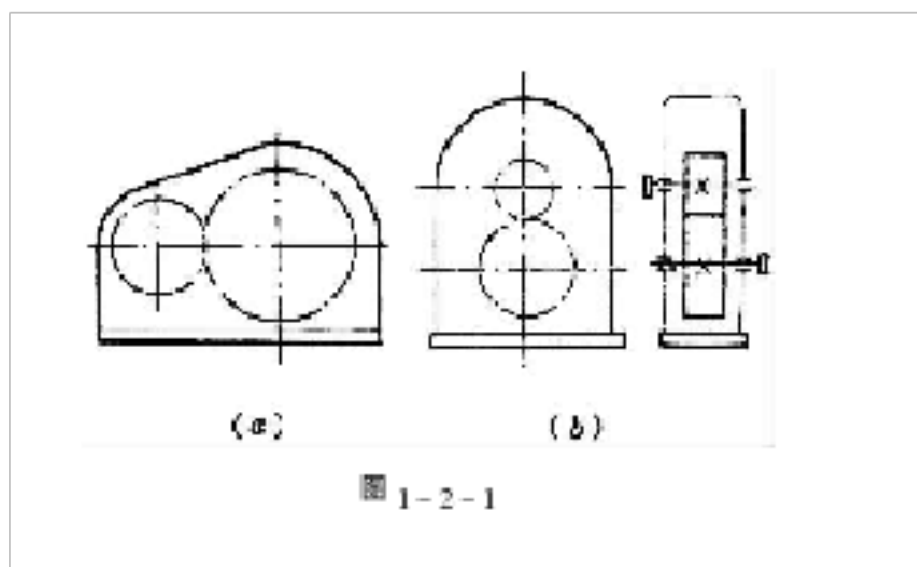
机械电子工程 系 机电应用技术 专业 _____ 班 _____ 同学:

一、设计（论文）题目

单级圆柱齿轮减速器

二、设计（论文）参数及依据

减速器的结构随其类型和要求不同而异。单级圆柱齿轮减速器按其轴线在空间相对位置的不同分为：卧式减速器和立式减速器。前者两轴线平面与水平面平行，如图1-2-1a所示。后者两轴线平面与水平面垂直，如图1-2-1b所示。一般使用较多的是卧式减速器，故以卧式减速器作为主要介绍对象。



单级圆柱齿轮减速器可以采用直齿、斜齿或人字齿圆柱齿轮。

一. 主要特性

由于减速器已成为一种通用的传动部件，因此，圆柱齿轮减速器多数已经标准化，ZD（JB1130-70）为单级圆柱齿轮减速器的标准型号。其主要参数均已标准化和规格化。

单级圆柱齿轮减速器的主要性能参数为：

传递功率P（标准ZD型减速器P=1~2000KW）

传动比i为避免减速器的外廓尺寸过大，一般 $i < 6$ ，其最大传动比 $i_{max}=8\sim 10$ ，高速轴转速 n_1 ，中心距a（标准ZD型减速器a=100~700mm）

三、设计（论文）内容及目标

该项目包括：

1、开题报告

- 2、单级圆柱齿轮减速器装配总图
- 3、绘制重要零件的零件图
- 4、毕业设计说明书一份（中文摘要不少于 300 字，英文摘要不少于 1200 个印刷符号）
- 5、英文资料翻译

四、进度安排

周次	工 作 内 容	预 定 目 标 及 检 查 方 式
上 学 期 最 后 周	检索与课题相关的材料,为毕业设计作好准备工作。并完成开题报告。	查阅相关的资料,开学来连同开题报告一并交老师检查。
1	完成总体设计、部件设计草图。	查阅相关资料和书籍,根据已知参数和要求完成总体设计、部件设计草图
2	完成装配总图	经老师检查并最终完成总图绘制
3	部件图及部分零件图。	各自选择画不同的主要部件及零件图
4	编写设计说明书以及答辩准备	修改各自的设计内容并打印成稿;准备答辩

五、毕业设计时间： 2007 年 3 月 5 日到 2007 年 3 月 31 日

六、本课题必须完成的内容：

- 1、调查研究、查阅文献和搜集资料；
- 2、阅读和翻译与研究内容有关的外文资料；
- 3、撰写文献综述，确定设计方案；
- 4、有关计算；材料的选择等；
- 5、撰写说明书（含中英文摘要）。
- 6、绘制图纸。

七、备注

- 1、本任务书一式三份，系、教师、学生各执一份；(有校外教师指导时为四份)；
- 2、学生须将此任务书作为毕业论文说明书的附件，装订在说明书中。

_____ 教研室 指导教师: _____
教研室主任: _____ 系主任: _____

毕 业 设 计(论文)

题 目 名 称 单级圆柱齿轮减速器

题 目 类 别

学 院 (系)

邗 江 电 大

专 业 班 级

02 机电 (五) 班

学 生 姓 名

杨 健

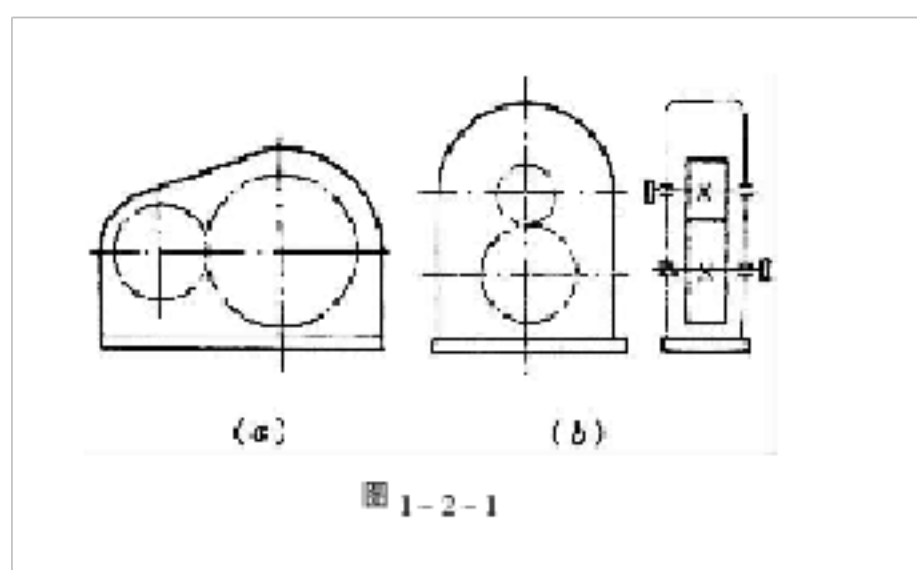
指 导 教 师

吴 邦 荣

开 题 报 告 日 期

摘要:

减速器的结构随其类型和要求不同而异。单级圆柱齿轮减速器按其轴线在空间相对位置的不同分为：卧式减速器和立式减速器。前者两轴线平面与水平面平行，如图1-2-1a所示。后者两轴线平面与水平面垂直，如图1-2-1b所示。一般使用较多的是卧式减速器，故以卧式减速器作为主要介绍对象。



单级圆柱齿轮减速器可以采用直齿、斜齿或人字齿圆柱齿轮。

二. 主要特性

由于减速器已成为一种通用的传动部件，因此，圆柱齿轮减速器多数已经标准化，ZD (JB1130-70) 为单级圆柱齿轮减速器的标准型号。其主要参数均已标准化和规格化。

单级圆柱齿轮减速器的主要性能参数为：

传递功率 P (标准ZD型减速器 $P=1\sim 2000\text{KW}$)

传动比 i 为避免减速器的外廓尺寸过大，一般 $i < 6$ ，其最大传动比 $i_{\max}=8\sim 10$ ，高速轴转速 n_1 ，中心距 a (标准ZD型减速器

a=100~700mm)

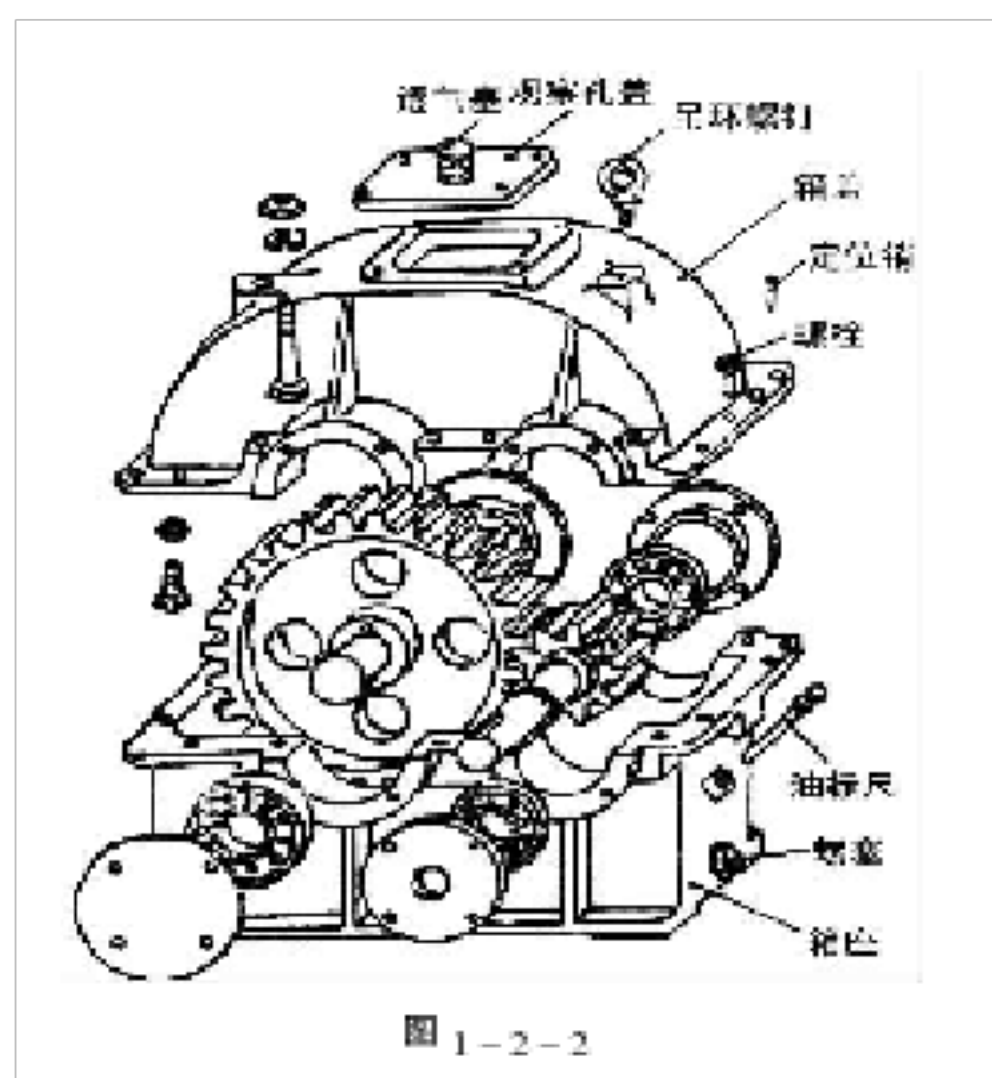
工作类型及装配型式

机械零件课程设计,可以根据任务书的要求参考标准系列产品进行设计,也可自行设计非标准的减速器。

三. 组成

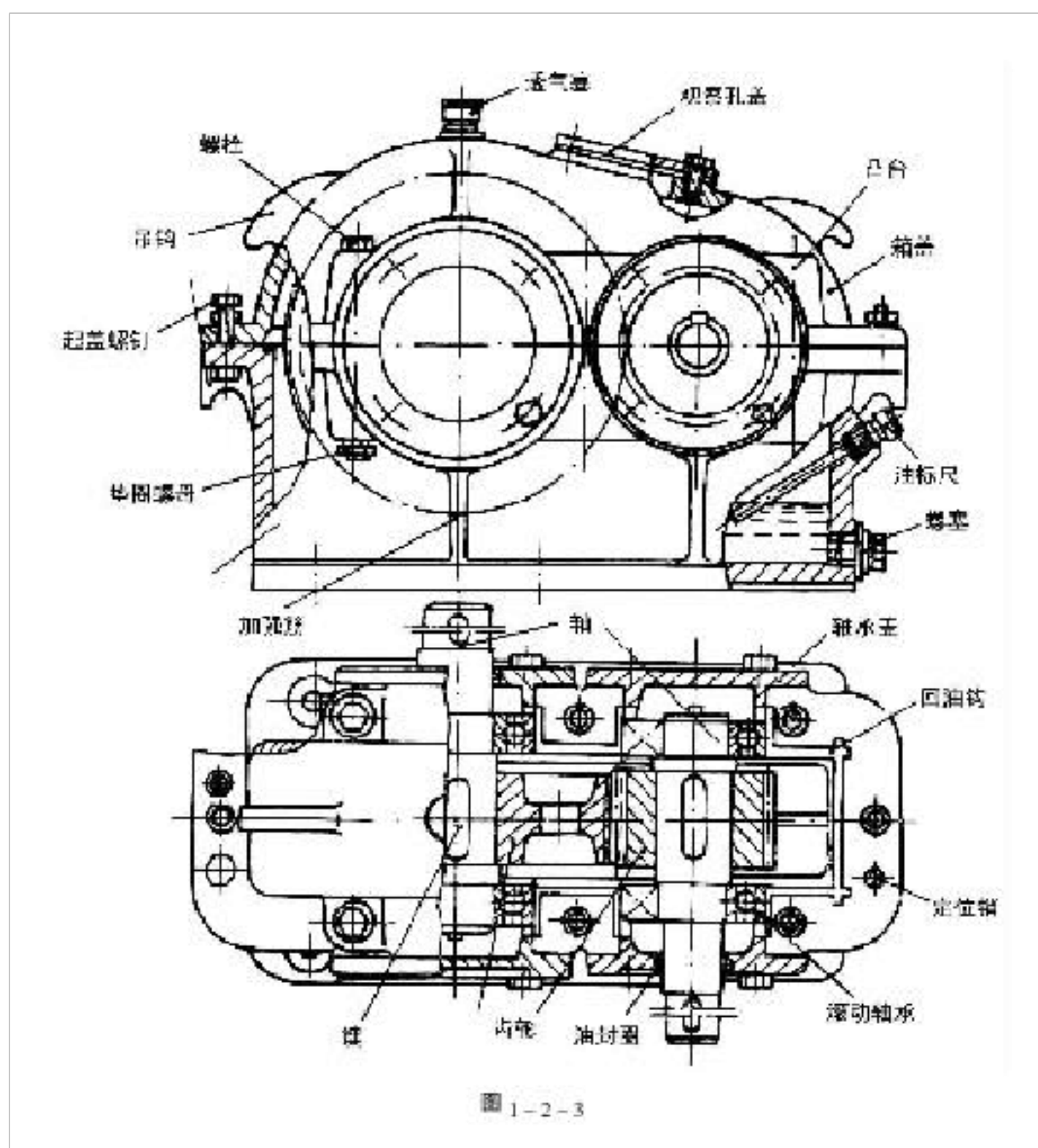
图1-2-2和图1-2-3所示分别为单级直齿圆柱齿轮减速器的轴测投影图和结构图。

减速器一般由箱体、齿轮、轴、轴承和附件组成。



箱体由箱盖与箱座组成。箱体是安置齿轮、轴及轴承等零件的机座,并存放润滑油起到润滑和密封箱体内零件的作用。箱体常采用剖分式结构(剖分面通过轴的中心线),这样,轴及轴上的零件可预先在箱体外组装好再装入箱体,拆卸方便。箱盖与箱座通过一组螺栓联接,并通过两个定位销钉确定其相对位置。为保证座孔与轴承的配合

要求,剖分面之间不允许放置垫片,但可以涂上一层密封胶或水玻璃,以防箱体内的润滑油渗出。为了拆卸时易于将箱盖与箱座分开,可在箱盖的凸缘的两端各设置一个起盖螺钉(参见图 1-2-3),拧入起盖螺钉,可顺利地顶開箱盖。箱体内可存放润滑油,用来润滑齿轮;如同时润滑滚动轴承,在箱座的接合面上应开出油沟,利用齿轮飞溅起来的油顺着箱盖的侧壁流入油沟,再由油沟通过轴承盖的缺口流入轴承(参图1-2-3)。



减速器箱体上的轴承座孔与轴承盖用来支承和固定轴承,从而固定轴及轴上零件相对箱体的轴向位置。轴承盖与箱体孔的端面间垫有

调整垫片，以调整轴承的游动间隙，保证轴承正常工作。为防止润滑油渗出，在轴的外伸端的轴承盖的孔壁中装有密封圈（参见图1-2-3）。

减速器箱体上根据不同的需要装置各种不同用途的附件。为了观察箱体内部的齿轮啮合情况和注入润滑油，在箱盖顶部设有观察孔，平时用盖板封住。在观察孔盖板上常常安装透气塞（也可直接装在箱盖上），其作用是沟通减速器内外的气流，及时将箱体内因温度升高受热膨胀的气体排出，以防止高压气体破坏各结合面的密封，造成漏油。为了排除污油和清洗减速器的内腔，在减速器箱座底部装置放油螺塞。箱体内部的润滑油面的高度是通过安装在箱座壁上的油标尺来观测的。为了吊起箱盖，一般装有一到两个吊环螺钉。不应用吊环螺钉吊运整台减速器，以免损坏箱盖与箱座之间的联接精度。吊运整台减速器可在箱座两侧设置吊钩（参见图1-2-3）。

减速器的箱体是采用地脚螺栓固定在机架或地基上的。

毕 业 设 计(论文)

题 目 名 称 单级圆柱齿轮减速器

题目类别

学院(系)

专业班级

学生姓名

指导教师

开题报告日期

邗江电大

02 机电(五)班

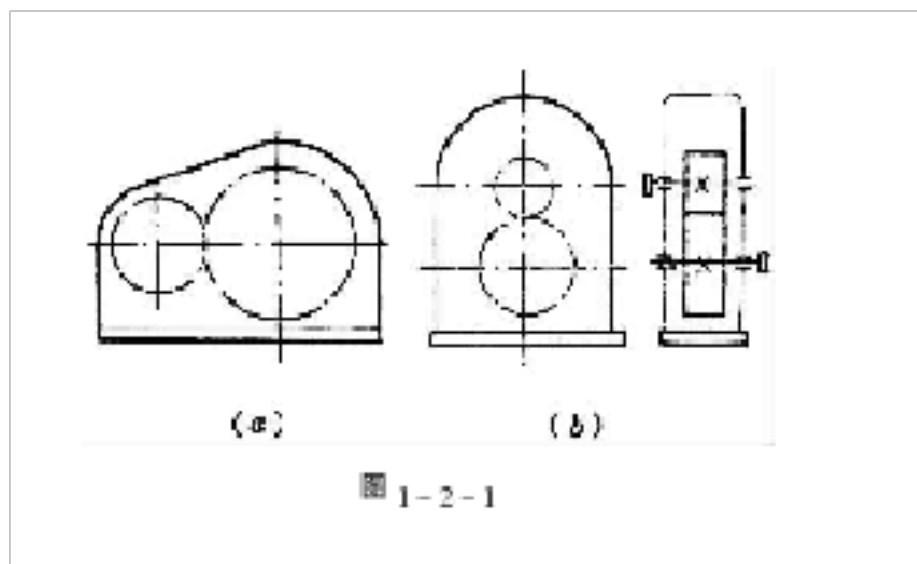
杨健

吴邦荣

摘要:

减速器的结构随其类型和要求不同而异。单级圆柱齿轮减速器按其轴线在空间相对位置的不同分为：卧式减速器和立式减速器。前者两轴线平面与水平面平行，如图1-2-1a所示。后者两轴线平面与水平

面垂直，如图1-2-1b所示。一般使用较多的是卧式减速器，故以卧式减速器作为主要介绍对象。



单级圆柱齿轮减速器可以采用直齿、斜齿或人字齿圆柱齿轮。

四. 主要特性

由于减速器已成为一种通用的传动部件，因此，圆柱齿轮减速器多数已经标准化，ZD (JB1130-70) 为单级圆柱齿轮减速器的标准型号。其主要参数均已标准化和规格化。

单级圆柱齿轮减速器的主要性能参数为：

传递功率 P (标准ZD型减速器 $P=1\sim 2000\text{KW}$)

传动比 i 为避免减速器的外廓尺寸过大，一般 $i < 6$ ，其最大传动比 $i_{\max}=8\sim 10$ ，高速轴转速 n_1 ，中心距 a (标准ZD型减速器 $a=100\sim 700\text{mm}$)

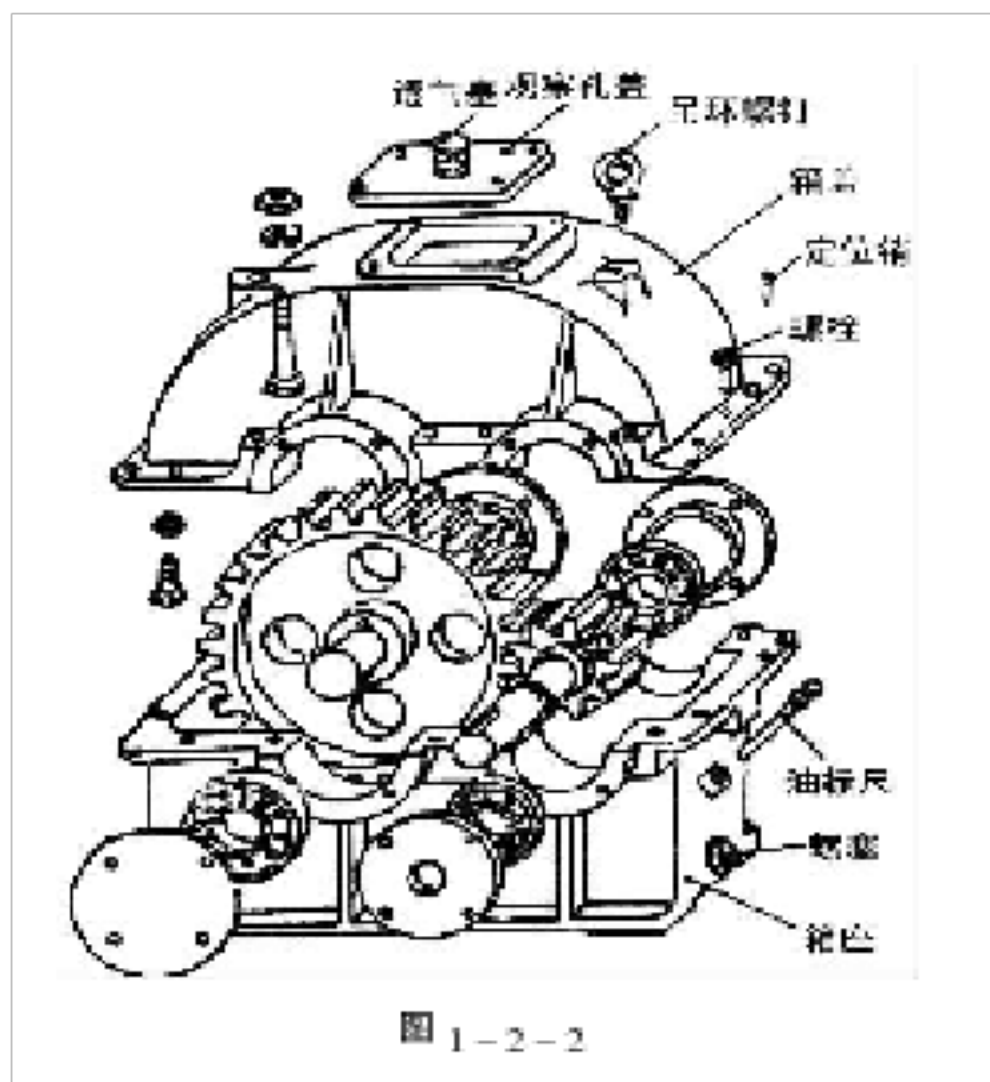
工作类型及装配型式

机械零件课程设计，可以根据任务书的要求参考标准系列产品进行设计，也可自行设计非标准的减速器。

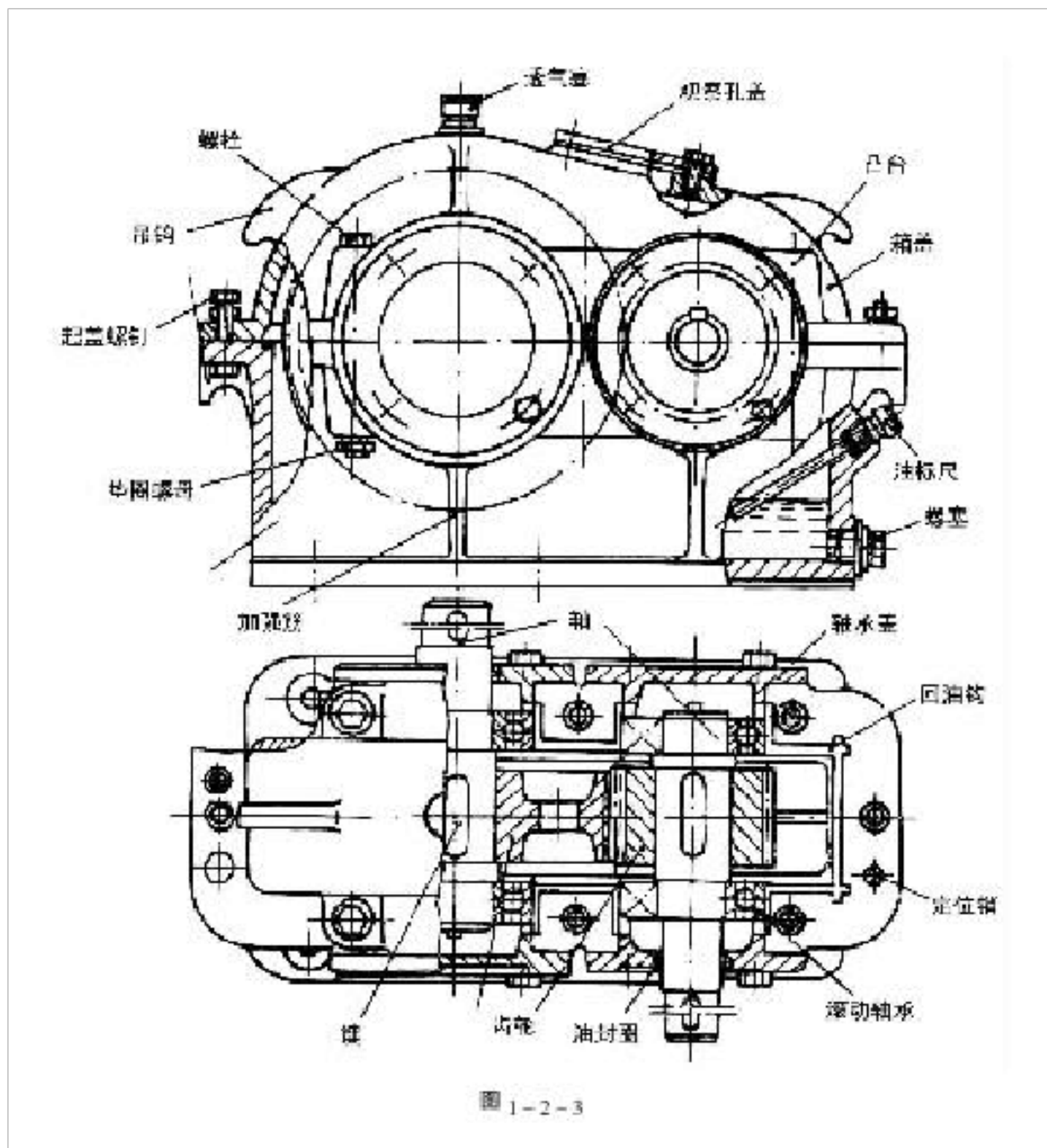
五. 组成

图1-2-2和图1-2-3所示分别为单级直齿圆柱齿轮减速器的轴测投影图和结构图。

减速器一般由箱体、齿轮、轴、轴承和附件组成。



箱体由箱盖与箱座组成。箱体是安置齿轮、轴及轴承等零件的机座，并存放润滑油起到润滑和密封箱体内零件的作用。箱体常采用剖分式结构（剖分面通过轴的中心线），这样，轴及轴上的零件可预先在箱体外组装好再装入箱体，拆卸方便。箱盖与箱座通过一组螺栓联接，并通过两个定位销钉确定其相对位置。为保证座孔与轴承的配合要求，剖分面之间不允许放置垫片，但可以涂上一层密封胶或水玻璃，以防箱体内的润滑油渗出。为了拆卸时易于将箱盖与箱座分开，可在箱盖的凸缘的两端各设置一个起盖螺钉（参见图 1-2-3），拧入起盖螺钉，可顺利地顶开箱盖。箱体内可存放润滑油，用来润滑齿轮；如同时润滑滚动轴承，在箱座的接合面上应开出油沟，利用齿轮飞溅起来的油顺着箱盖的侧壁流入油沟，再由油沟通过轴承盖的缺口流入轴承（参图1-2-3）。



减速器箱体上的轴承座孔与轴承盖用来支承和固定轴承，从而固定轴及轴上零件相对箱体的轴向位置。轴承盖与箱体孔的端面间垫有调整垫片，以调整轴承的游动间隙，保证轴承正常工作。为防止润滑油渗出，在轴的外伸端的轴承盖的孔壁中装有密封圈（参见图1-2-3）。

减速器箱体上根据不同的需要装置各种不同用途的附件。为了观察箱体内的齿轮啮合情况和注入润滑油，在箱盖顶部设有观察孔，平时用盖板封住。在观察孔盖板上常常安装透气塞（也可直接装在箱盖上），其作用是沟通减速器内外的气流，及时将箱体内因温度升高受热膨胀的气体排出，以防止高压气体破坏各接合面的密封，造成漏油。

为了排除污油和清洗减速器的内腔，在减速器箱座底部装置放油螺塞。箱体内部的润滑油面的高度是通过安装在箱座壁上的油标尺来观测的。为了吊起箱盖，一般装有一到两个吊环螺钉。不应用吊环螺钉吊运整台减速器，以免损坏箱盖与箱座之间的联接精度。吊运整台减速器可在箱座两侧设置吊钩（参见图1-2-3）。

减速器的箱体是采用地脚螺栓固定在机架或地基上的。

减速机设计计算

1. 选择电动机：

1) 选电动机类型

滚动轴承效率 $\eta_{滚} = 0.995$ ；联轴器效率 $\eta_{联} = 0.98$ 。

由上述计算， $T = 137 \text{ N} \cdot \text{m}$

我们取减速机轴最大扭矩 $T_{max} = 150 \text{ N} \cdot \text{m}$

p_m 需要略大于 p_0 ，按已知工作要求和条件，选用 Y 系列一般用途的全封闭自扇冷鼠笼型三相异步电动机。

2) 确定电动机转速

按手册 P7 表 1 推荐的传动比合理范围，取圆柱齿轮传动一级减速器传动比范围 $I'_a = 3 \sim 6$ 。故电动机转速的可选范围为 $n'_d = I'_a \times 3 = 459 \sim 1834 \text{ r/min}$

符合这一范围的同步转速有 750、1000、和 1500r/min。

根据容量和转速，由有关手册查出有三种适用的电动机型号：因此有三种传支比方案。综合考虑电动机和传动装置尺寸、重量、价格和带传动、减速器的传动比，可见第 2 方案比较适合，则选 $n=1000\text{r}/\text{min}$ 。

3) 确定电动机的型号

根据以上选用的电动机类型，所需的额定功率及同步转速，选定电动机型号为 Y132S-6。

其主要性能：额定功率：3KW，满载转速 960r/min，额定转矩 2.0。质量 63kg。

2. 传动比：

传动比：取 $i=2$

3. 计算各传动参数：

1. 计算各轴转速 (r/min)

$$n_I = n_{\text{电机}} = 960\text{r}/\text{min}$$

$$n_{II} = n_I / i = 960 / 2 = 480\text{ (r/min)}$$

2. 计算各轴的功率 (KW)

$$P_I = P_{\text{工作}} = 15.08\text{KW}$$

$$P_{II} = P_I \times \eta_{\text{总}} = 15.08 \times 0.9 = 13.572\text{KW}$$

3. 计算各轴扭矩 (N·mm)

$$T_I = 9.55 \times 10^6 P_I / n_I = 150\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$T_{II} = 9.55 \times 10^6 P_{II} / n_{II}$$

$$= 9.55 \times 10^6 \times 13.572 / 480$$

$$=270026.25\text{N} \cdot \text{mm}$$

齿轮的选择

1、齿轮传动的设计计算

1) 选择齿轮材料及精度等级

考虑减速器传递功率不在，所以齿轮采用软齿面。小齿轮选用 40Cr 调质，齿面硬度为 240~260HBS。大齿轮选用 45 钢，调质，齿面硬度 220HBS；根据表选 7 级精度。齿面粗糙度 $R_a \leq 1.6 \sim 3.2 \mu\text{m}$

2) 按齿面接触疲劳强度设计

$$\text{由 } d_1 \geq 76.43(kT_1(u+1)/\varphi_d u[\sigma_H]^2)^{1/3}$$

确定有关参数如下：传动比 $i_{\text{齿}}=2$

取小齿轮齿数 $Z_1=16$ 。则大齿轮齿数：

$$Z_2=iZ_1=2 \times 16=32$$

实际传动比 I_0

传动比误差： $i-i_0/I=0\% < 2\%$ 可用

齿数比： $u=i_0=2$

由表取 $\varphi_d=0.9$

3) 转矩 T_1

$$T_1=9.55 \times 10^6 \times P/\eta_1=9.55 \times 10^6 \times 15.08/960$$

$$=150\text{N} \cdot \text{m}$$

4) 载荷系数 k

由课本 P128 表 6-7 取 $k=1$

5) 许用接触应力 $[\sigma_H]$

$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} Z_{NT} / S_H$ 由图查得:

$$\sigma_{HlimZ1} = 570 \text{Mpa} \quad \sigma_{HlimZ2} = 350 \text{Mpa}$$

由查表得计算应力循环次数 N_L

$$\begin{aligned} N_{L1} &= 60n_1r_{th} = 60 \times 384 \times 1 \times (16 \times 365 \times 8) \\ &= 1.28 \times 10^9 \end{aligned}$$

$$N_{L2} = N_{L1} / i = 1.28 \times 10^9 / 6 = 2.14 \times 10^8$$

由查图表得接触疲劳的寿命系数:

$$Z_{NT1} = 0.92 \quad Z_{NT2} = 0.98$$

通用齿轮和一般工业齿轮, 按一般可靠度要求选取安全系数

$$S_H = 1.0$$

$$\begin{aligned} [\sigma_H]_1 &= \sigma_{Hlim1} Z_{NT1} / S_H = 570 \times 0.92 / 1.0 \text{Mpa} \\ &= 524.4 \text{Mpa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [\sigma_H]_2 &= \sigma_{Hlim2} Z_{NT2} / S_H = 350 \times 0.98 / 1.0 \text{Mpa} \\ &= 343 \text{Mpa} \end{aligned}$$

故得:

$$\begin{aligned} d_1 &\geq 76.43 (kT_1 (u+1) / \varphi_d u [\sigma_H]^2)^{1/3} \\ &= 76.43 [1 \times 150000 \times (6+1) / 0.9 \times 6 \times 343^2]^{1/3} \text{mm} \\ &= 68.4 \text{mm} \end{aligned}$$

$$\text{模数: } m = d_1 / Z_1 = 68.4 / 16 = 3.8 \text{mm}$$

根据表取标准模数: $m = 4 \text{mm}$

6) 校核齿根弯曲疲劳强度

根据由公式

$$\sigma_F = (2kT_1 / bmZ_1) Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_H]$$

确定有关参数和系数

$$\text{分度圆直径: } d_1 = mZ_1 = 4 \times 16 \text{mm} = 64 \text{mm}$$

$$d_2 = mZ_2 = 4 \times 32 \text{mm} = 128 \text{mm}$$

$$\text{齿宽: } b = 34 \text{mm}$$

$$\text{取 } b = 34 \text{mm} \quad b_2 = 30 \text{mm}$$

7) 齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{Sa}

根据齿数 $Z_1=16, Z_2=32$ 由表得

$$Y_{Fa1} = 2.80 \quad Y_{Sa1} = 1.55$$

$$Y_{Fa2} = 2.14 \quad Y_{Sa2} = 1.83$$

8) 许用弯曲应力 $[\sigma_F]$

根据公式式:

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} / S_F$$

由查表得:

$$\sigma_{Flim1} = 290 \text{Mpa} \quad \sigma_{Flim2} = 210 \text{Mpa}$$

$$\text{由图 6-36 查得: } Y_{NT1} = 0.88 \quad Y_{NT2} = 0.9$$

试验齿轮的应力修正系数 $Y_{ST} = 2$

按一般可靠度选取安全系数 $S_F = 1.25$

计算两轮的许用弯曲应力

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{Flim1} Y_{ST} Y_{NT1} / S_F = 290 \times 2 \times 0.88 / 1.25 \text{Mpa}$$

$$= 408.32 \text{Mpa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{Flim2} Y_{ST} Y_{NT2} / S_F = 210 \times 2 \times 0.9 / 1.25 \text{Mpa}$$

$$= 302.4 \text{Mpa}$$

将求得的各项参数代入式 (6-49)

$$\sigma_{F1} = (2kT_1 / b m Z_1) Y_{Fa1} Y_{Sa1}$$

$$= (2 \times 1 \times 150000 / 45 \times 2.5 \times 20) \times 2.80 \times 1.55 \text{Mpa}$$

$$= 77.2 \text{Mpa} < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = (2kT_1 / b m Z_2) Y_{Fa1} Y_{Sa1}$$

$$= (2 \times 1 \times 150000 / 45 \times 2.5 \times 120) \times 2.14 \times 1.83 \text{Mpa}$$

$$= 11.6 \text{Mpa} < [\sigma_{F2}]$$

故轮齿齿根弯曲疲劳强度足够

9) 计算齿轮传动的中心距 a

$$a = m/2(16+32) = 4/2(16+32) = 96 \text{mm}$$

(10) 计算齿轮的圆周速度 V

$$V = \pi d_1 n_1 / 60 \times 1000 = 3.14 \times 64 \times 960 / 60 \times 1000$$

$$= 3.22 \text{m/s}$$

减速器的轴及轴上零件的结构设计

一、轴的结构设计

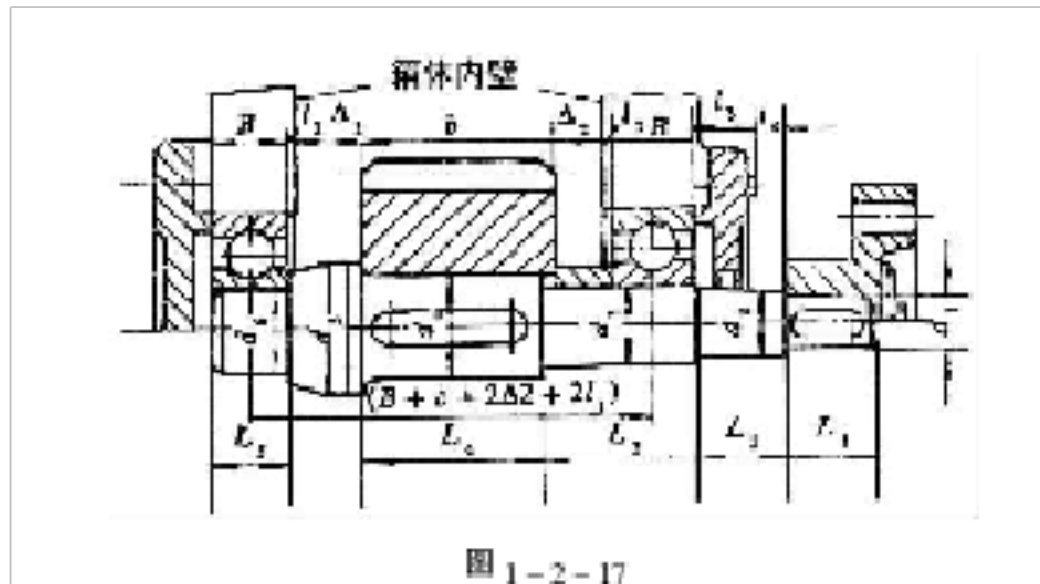
轴结构设计包括确定轴的结构形状和尺寸。轴的结构是由多方面的因素决定的，其中主要考虑轴的强度、刚度、轴上零件的安装、定位、轴的支承结构以及轴的工艺性等，其设计方法和结构要素的确定，可参照教科书有关章节进行。

单级圆柱齿轮减速器的轴一般均为阶梯轴，确定阶梯轴各段的直

径和长度是阶梯轴设计的主要内容。下面通过图1-2-17和表1-2-2、表1-2-3来说明。

1、阶梯轴各段直径的确定

图1-2-17中阶梯轴各段的直径可由表1-2-2确定。



符号	确定方法及说明
d_1	按许用扭转应力进行估算。尽可能圆整为标准直径，如果选用标准联轴器， d_1 应符合联轴器标准的孔径。
d_2	$d_2 = d_1 + 2a$ ， a 为定位轴肩高度。通常取 $a = 3 \sim 10 \text{mm}$ d_2 尽可能符合密封件标准孔径的要求，以便采用标准密封圈。
d_3	此段安装轴承，故 d_3 必须符合滚动轴承的内径系列。为便于轴承安装，此段轴径与 d_2 段形成自由轴肩，因此， $d_3 = d_2 + 1 \sim 5 \text{mm}$ ，然后圆整到轴承的内径系列。当此轴段较长时，可改设计为两个阶梯段，一段与轴承配合，精度较高，一段与套筒配
d_4	$d_4 = d_3 + 1 \sim 5 \text{mm}$ （自由轴肩）， d_4 与齿轮孔相配，应圆整为标准直径。
d_5	$d_5 = d_4 + 2a$ ， a 为定位轴环高度，通常可取 $a = 3 \sim 10 \text{mm}$
d_6	$d_6 = d_3$ ，因为同一轴上的滚动轴承最好选取同一型号。

2、阶梯轴各段长度的确定

图1-2-17中各阶梯长度可由表1-2-3确定。

表 1-2-3 轴各段长度的确定

符号	确定方法及说明
L_1	按轴上零件的轮毂宽度决定，一般比毂宽短 $2 \sim 3 \text{mm}$ 。也可按 $(1.2 \sim 1.5) d_1$ 取定。

L_2	$L_2=l_3+l_4$ (l_3 为轴承端盖及联接螺栓头的高度)
L_3	$L_3=B+l_2+\Delta_2+(2\sim3)$ B 轴承宽度
L_4	L_4 按齿轮宽度 b 决定, $L_4=b-(2\sim3)\text{mm}$
L_5	无挡油环时, $L_5=B$ 有挡油环时, $L_5=B$ +挡油环的毂宽

注：表中 l_2 、 l_3 、 l_4 、 Δ_2 参见表1-2-4。

由表中计算式可知，各段长度的确定与箱外的旋转零件至固定零件的距离 l_4 ；轴承端盖及联接螺栓头高度的总尺寸 l_3 ；轴承端面至箱体内壁的距离 l_2 ；转动零件端面至箱体内壁的距离 Δ_2 以及档油环的结构尺寸有关，这些尺寸又取决于轴承盖的类型、密封型式以及各零件在装配图中的相关位置。因此，阶梯轴各段的长度应通过装配草图设计过程中边绘制边计算确定。尤其值得注意的是：当各零件相对位置确定以后，支承点的跨距即可确定，这时就可以计算支承反力，对轴的危险截面进行复合强度核核以及轴承寿命计算等，如果轴的强度不合格或者轴承寿命不符合要求，这时就要重新选择轴承和调整结构。当然，轴的各阶梯段直径和长度也相应发生变化。由上述可知，轴的结构设计应该在装配草图设计过程中，以边绘图、边计算、边修改的方式逐步完成。

表1-2-4 为单级圆柱齿轮减速器的位置尺寸关系。

二、齿轮的结构设计

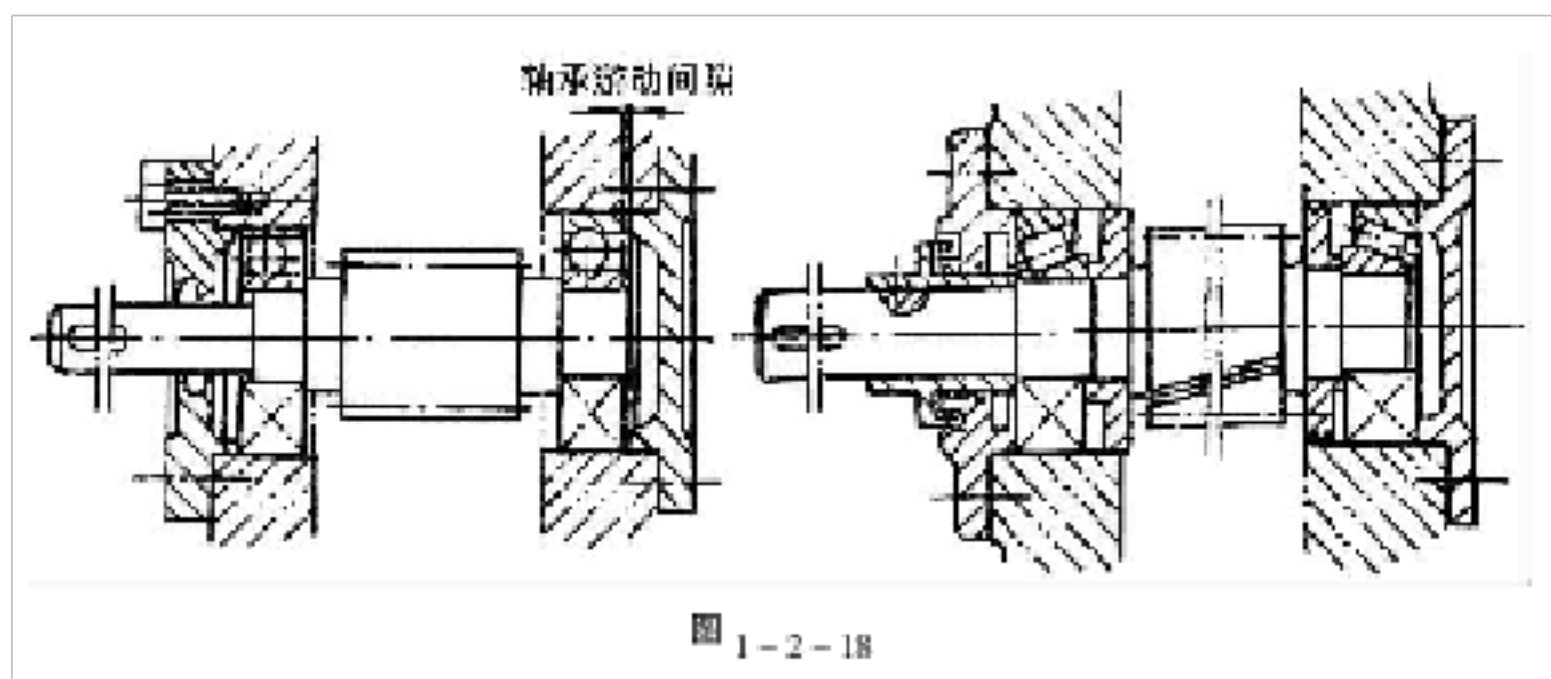
中小型减速器的齿轮一般用锻钢制造。当齿轮的齿顶圆直径 $d_a \leq 200\text{mm}$ 时，可以做成圆盘式结构。当齿轮的齿根圆与键槽底部的距离小于 $1.2m$ （ m 为模数）时，则齿轮与轴应做成一体的齿轮轴。当

$d_a=200\sim 500$ 时，可以做成腹板式结构。

齿轮结构设计可参照教科书有关章节进行。

三、支承部件的结构

单级圆柱齿轮减速器轴的支承一般采用滚动轴承，如图1-2-18所示。



滚动轴承类型与尺寸选择以及轴承组合设计可参照教材有关章节进行。

轴承组合中，除滚动轴承外，还有轴承盖、调整垫片、内外密封装置的结构设计。

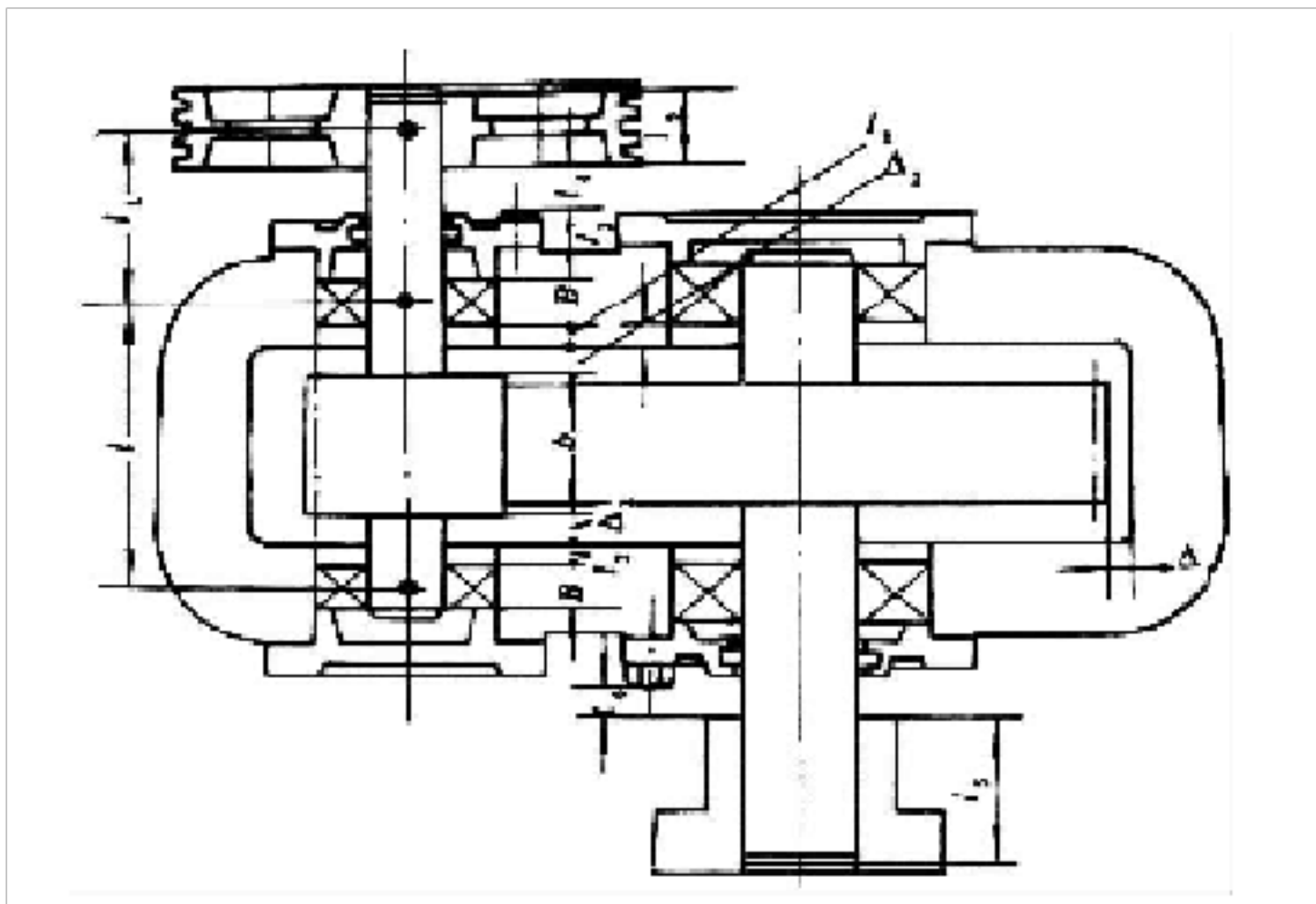
1、轴承盖

轴承盖的作用是固定轴承的位置并承受轴向力和密封轴承座孔。

轴承盖的材料一般为铸铁（HT150）。

轴承盖结构型式分为凸缘式（用螺钉将盖固定在箱体上）和嵌入式（用盖的圆周凸缘嵌入轴承座孔的槽内固定）。每种结构又可分为闷盖（中间无孔）和透盖（中间有孔，用于轴外伸端的轴承座上）两种型式，如图1-2-19所示。

表1-2-4 单级圆柱齿轮减速器的位置尺寸



符号	名称	尺寸 (mm)
Δ_2	转动零件端面至箱体内壁的距离	$\Delta_2=10\sim 15$, 对于重型减速器应取大些
b	小齿轮的宽度	由齿轮结构设计而定。
B	轴承宽度	根据轴颈直径可按中系列预选。
Δ_1	齿顶圆与减速器内壁之间的最小间隙	$\Delta_1 \geq 1.2\delta$, δ —箱座壁厚。
l	轴承支点的跨距	由草图设计决定
L_1	箱外零件至轴承支点的计算距离 _#	$L_1=B/2+l_3+l_4+l_5/2$
L_2	轴承端面至箱体内壁的距离	轴承用油池内油润滑时 $L_2=5-10$, 轴承用脂润滑且有挡油环时 $L_2=10-15$ 。
L_3	轴承端盖及联接螺栓头高度	根据轴承端盖结构型式决定
L_4	箱外转动零件至固定零件的距离 _#	$L_4=15\sim 20$
L_5	箱外零件与轴的配合长度	$L_5=(1.2\sim 1.5)d$, d-配合轴径

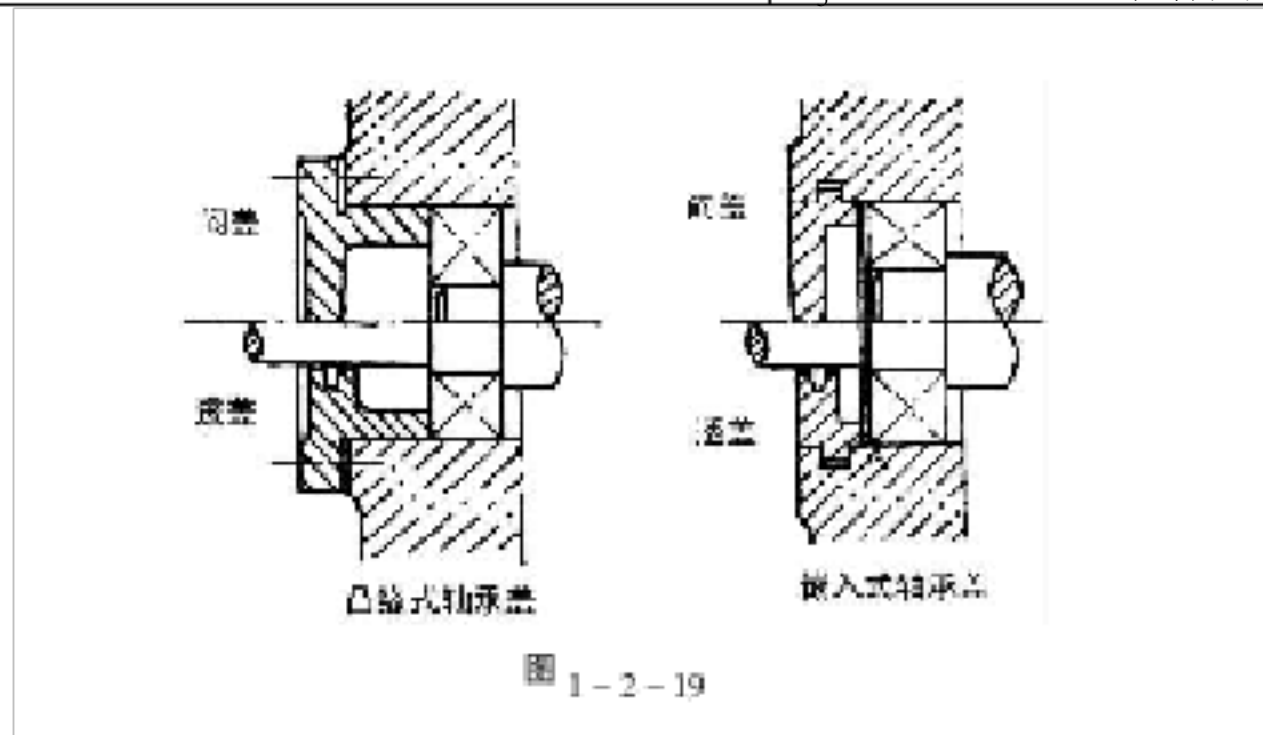


表1-2-5和表1-2-6分别列出凸缘式轴承盖和嵌入式轴承盖的结构尺寸。

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/488037103057006074>