



21世纪高等学校应用型规划教材

机械设计

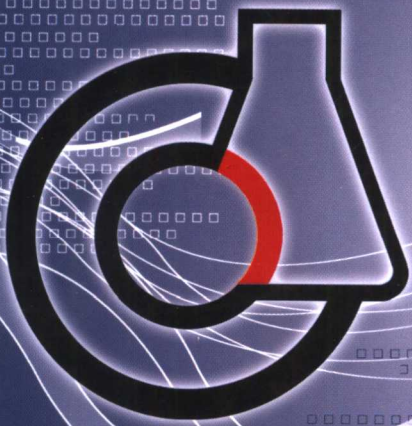
课程设计

■主 编 孙 岩 陈晓罗 熊 涌

■副主编 李志红

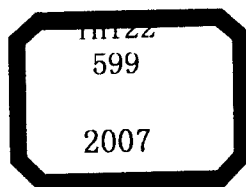
Jixie sheji

kecheng sheji



北京理工大学出版社

BEIJING INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS



21 世纪高等学校应用型规划教材

机械设计课程设计

主 编 孙 岩 陈晓罗 熊 涌
副主编 李志红

 **北京理工大学出版社**
BEIJING INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS

内 容 简 介

本书反映了机械设计课程改革的最新成果,全书以培养学生的机械系统总体方案设计、机械零件强度和结构设计能力的整机设计为主线,加强机械原理和机械设计的基本理论、基础知识、基本技能在工程实际中的应用,同时注重引入先进的设计手段和方法,培养学生的创新设计能力。

全书共分为两部分共18章。第一部分第一至第十章为课程设计指导,第二部分第一至第八章为设计资料,最后另附有附录。

本书既可作为高等学校机械类各专业的教学用书,也可供非机械类的学生以及有关工程技术人员参考。

版权专有 侵权必究

图书在版编目(CIP)数据

机械设计课程设计/孙岩,陈晓罗,熊涌主编. —北京:北京理工大学出版社,2007.3

21世纪高等学校应用型规划教材

ISBN 978-7-5640-0982-3

I. 机… II. ①孙… ②陈… ③熊… III. 机械设计-课程设计-高等学校-教材 IV. TH122-41

中国版本图书馆CIP数据核字(2007)第026493号

出版发行/北京理工大学出版社

社 址/北京市海淀区中关村南大街5号

邮 编/100081

电 话/(010)68914775(办公室) 68944990(批销中心) 68911084(读者服务部)

网 址/<http://www.bitpress.com.cn>

经 销/全国各地新华书店

印 刷/保定市中国画美凯印刷有限公司

开 本/787毫米×1092毫米 1/16

印 张/30

字 数/736千字

版 次/2007年3月第1版 2007年3月第1次印刷

印 数/1~4000册

定 价/45.00元

责任校对/陈玉梅

责任印制/母长新

图书出现印装质量问题,本社负责调换

前 言

机械设计是高等工科院校机械类教学计划中的一门主要的技术基础课，而机械设计课程设计则是继机械设计理论课之后的一个重要的教学环节，使学生在理论学习和生产实践的基础上迈向工程设计的一个转折点。本书是为机械类和近机械类专业进行课程设计教学而编写的。

本书密切结合机械设计课程设计教学实践，围绕设计能力的培养，将课程设计指导书、课程设计图册、设计手册及设计参考资料等书籍和资料进行编排，组成一本适用于课程设计的教材。

本书包括机械设计课程设计指导及设计资料两部分共 18 章。第一部分课程设计指导以基本类型减速器——圆柱齿轮减速器为例，系统地介绍机械传动装置的设计内容、步骤及注意事项；第二部分设计资料的常用标准提供了机械设计的有关标准、规范等资料，以满足机械类专业学生的专业课程设计和毕业设计的需要。

由于编者水平有限，书中不妥之处在所难免，希望广大读者给予指正。

编者

目 录

第一部分 减速器装配图的设计与绘制

第一章 概述	(1)
第二章 减速器装配图的初步设计	(5)
第三章 轴系零件的设计	(12)
第四章 减速器的箱体设计	(17)
第五章 附件设计	(24)
第六章 减速器的润滑和密封	(30)
第七章 装配草图的检查与修正	(36)
第八章 一级圆柱齿轮减速器的常见错误	(37)
第九章 装配图的总成设计	(41)
第十章 一级圆柱齿轮减速器设计实例	(45)

第二部分 常用标准

第一章 一般标准	(61)
第一节 技术制图标准	(61)
第二节 机械制图标准	(68)
第三节 铸件设计	(94)
第四节 其他	(96)
第二章 常用材料	(113)
第一节 黑色金属材料	(113)
第二节 有色金属材料	(122)
第三章 联接件和紧固件	(126)
第一节 螺纹	(126)
第二节 螺栓	(145)
第三节 螺柱	(164)
第四节 螺钉	(173)
第五节 螺母	(196)
第六节 垫圈	(203)

第七节 挡圈	(212)
第八节 螺纹零件的结构要素	(221)
第九节 键联接	(229)
第十节 销联接	(238)
第四章 滚动轴承	(242)
第一节 常用滚动轴承	(242)
第二节 滚动轴承的配合和游隙	(275)
第五章 润滑与密封	(281)
第一节 润滑槽	(281)
第二节 油杯	(281)
第三节 油标	(284)
第四节 密封	(290)
第六章 联轴器	(299)
第一节 弹性联轴器	(299)
第二节 刚性可移式联轴器	(321)
第七章 公差配合、形位公差、表面粗糙度和齿轮、蜗杆传动精度及公差	(336)
第一节 公差配合	(336)
第二节 形状和位置公差	(394)
第三节 表面粗糙度	(400)
第四节 渐开线圆柱齿轮精度	(402)
第五节 锥齿轮和准双曲面齿轮精度 (GB/T 11365—1989)	(415)
第六节 圆柱蜗杆、蜗轮精度 (GB/T 10089—1988)	(431)
第八章 电动机	(452)
第一节 Y 系列三机异步电动机 (JB/T 9616—1999)	(452)
第二节 YZR, YZ 系列冶金及起重用三相异步电动机	(460)
附录 A 内六角角的检验	(467)
附录 B 一级圆柱齿轮装配图样图	(469)
参考文献	(471)

第一部分 减速器装配图的设计与绘制

第一章

概 述

减速器装配图是表达各传动零件结构形状及相互位置的图纸，也是绘制零件工作图和制造、装配、维修机器的重要技术依据。所以，设计减速器装配图时，要全面考虑零件的材料、强度、刚度、加工、装拆、调整、润滑、密封和经济性等多方面的要求，再选用合适的图纸，以合理的比例尺和足够的视图（剖面）将减速器的各部分结构表达清楚。

减速器装配图的设计及绘制是设计过程中的重要环节。通常要按照“边绘图、边设计、边修改”的“三边”原则进行，即先绘制装配草图，然后在草图上观察选择的各运动参数和传动件的结构尺寸是否合理，并借助装配草图确定轴的结构、跨距和受力点的位置。如果发现结构尺寸位置关系不合理或相互干涉时要及时修改，以获得结构较合理和表达较完整的图纸，这一过程可用图 1-1 的结构框图来表示。

装配图绘制前的准备工作有以下几项。

(1) 翻阅有关资料，认真阅读几张典型的减速器装配图纸。有条件的话还可参观或装拆实际减速器，并弄清各部件的功用。

(2) 确定各类传动零件的主要几何尺寸，如中心距、齿顶圆和分度圆直径及轮缘和轮毂的宽度。

(3) 选择合适的电动机型号并按相关手册查出电动机的外伸轴直径、伸出长度、中心高和外形尺寸。

(4) 确定滚动轴承的类型，具体型号暂不定。

(5) 初步确定箱体的结构方案（铸造、焊接、剖分式、整体式）。

(6) 初步确定轴承端盖的结构。

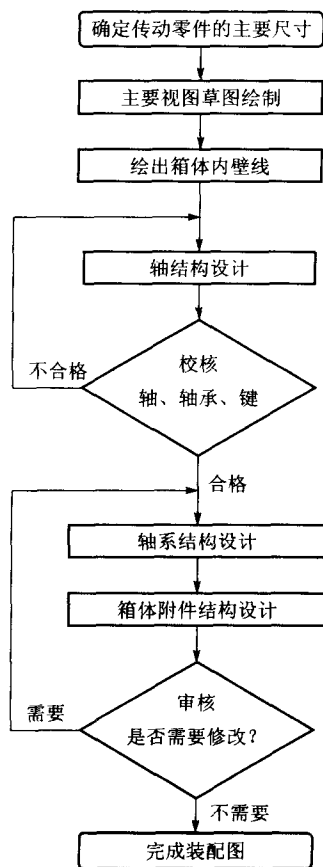


图 1-1 减速器装配图的设计绘制流程图

(7) 按表 1-1 提供的计算项目、经验公式及经验数据, 并对照图 1-2 计算减速器箱体有关结构尺寸, 并列表备用。

注: 用经验公式计算的数值允许稍许放大或缩小然后圆整, 但标准件相关尺寸应符合相应标准。

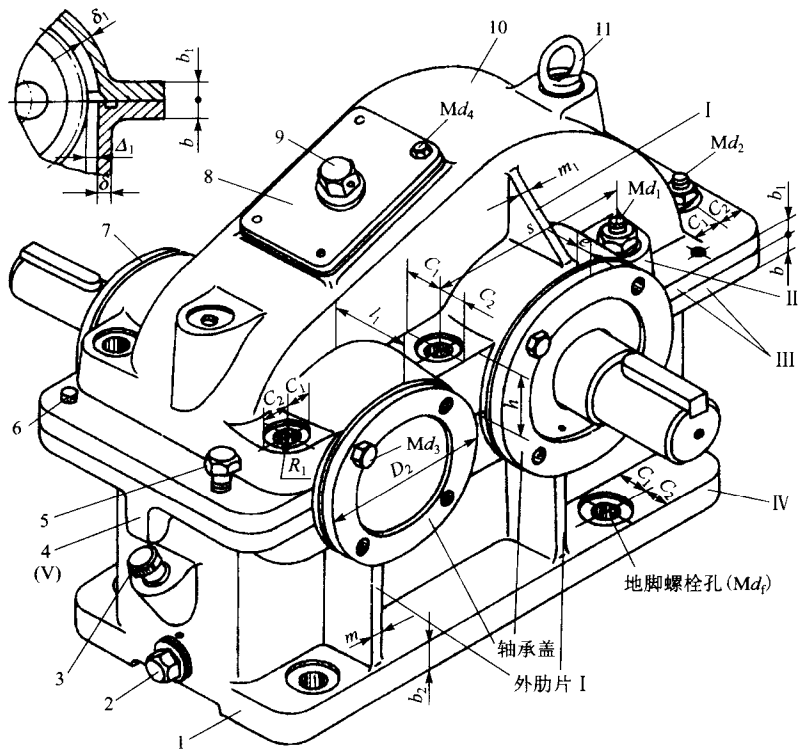


图 1-2 一级圆柱齿轮减速器

1—箱座 2—螺塞 3—油尺 4—吊钩 (V) 5—起盖螺钉 6—定位销
7—调整垫片 8—检查孔盖 9—通气器 10—箱盖 11—吊环螺钉

表 1-1 铸铁减速器箱体结构尺寸

名称	符号	尺寸关系	名称	符号	尺寸关系
中心距	a	由传动件设计确定	地脚螺钉直径	d_f	$d_f = 0.036a + 12$
箱座壁厚	δ	$\delta = 0.025a + 1 \geq 8$	地脚螺钉数量	n	$a \leq 250, n = 4; a > 250 \sim 500,$ $n = 6; a > 500, n = 8$
箱盖壁厚	δ_1	$\delta_1 = 0.02a + 1 \geq 8$	轴承旁螺栓直径	d_1	$d_1 = 0.75d_f$
箱座凸缘厚度	b	$b = 1.5\delta$	凸缘联接螺栓直径	d_2	$d_2 = (0.5 \sim 0.6) d_f$
箱盖凸缘厚度	b_1	$b_1 = 1.5\delta_1$	凸缘联接螺栓间距	l	$l \leq 150 \sim 200$
箱座底凸缘厚度	b_2	$b_2 = 2.5\delta$			
箱座肋厚	m	$m = 0.85\delta$			

续表

名 称	符号	尺 寸 关 系								名 称	符号	尺 寸 关 系				
箱盖肋厚	m_1	$m_1 = 0.85\delta_1$								轴承盖 螺钉 直径、 数量	d_3 n	D	45 ~ 65	70 ~ 100	110 ~ 140	150 ~ 230
扳手空间	C_1 C_2	螺栓直径	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30			d_3	6	8	10	12 ~ 16
		C_{1min}	13	16	18	22	26	34	40			n	4	4	6	6
		C_{2min}	11	14	16	20	24	28	34							
轴承座端 面外径	D_2	$D_2 = D + 5d_3$ (D —轴承外径)								检查孔盖 螺钉直径	d_4	$d_4 = (0.3 \sim 0.4) d_f$				
轴承旁螺 栓间距	s	$s \approx D_2$								检查孔盖 螺钉数量	n	$a \leq 250, n = 4; a \leq 500, n = 6$				
轴承旁凸 台高度	h	根据 s 和 C_1 , 由作图决定								启盖螺钉 直径 (数量)	d_5	$d_5 = d_2$ (1 ~ 2 个)				
轴承旁凸 台半径	R_1	$R_1 \approx C_2$								定位销 直径 (数量)	d_6	$d_6 = 0.8d_2$ (2 个)				
箱体外壁 至轴承座 端面距离	I_1	$I_1 = C_1 + C_2 + (5 \sim 10)$														

(8) 绘制减速器装配图可采用 A0 或 A1 图纸, 为增加真实感, 优先选用 1:1 的比例尺。一般用 (主视图、俯视图、左视图) 3 个视图表达, 结构简单的也可只选用主视图和俯视图来表达。装配图布局要合理, 可参考表 1-2 中的数据和样式进行布置, 以免视图偏出图纸。

表 1-2 视图大小估算表和视图布置

	A	B	C
一级齿轮减速器	$3 a$	$2 a$	$2 a$

主视图

A

B

左视图

C

俯视图

正视图

侧视图

俯视图

技术要求

明细表

标题栏

注： a 为传动中心距。

第二章

减速器装配图的初步设计

传动件、轴和轴承是减速器主要的零件，其他零件的结构尺寸都由这些零件的结构、位置决定。所以，在减速器装配图绘制的初步阶段，要先确定出这些零件的基本位置和基本尺寸。

绘图时要依照先画主要零件，后画次要零件；先画箱体内的零件，逐步向外画；先画零件的轮廓中心线，后补充内部结构细节的顺序进行绘图。绘图时一般以俯视图为主，兼顾其他视图。

由于首先绘制的是装配草图，要经过不断反复地修改后才可完成，这就要求在绘制草图时着笔要轻，线条要细，零件的倒角、倒圆、剖面线等不必画出，还必须注意零件的尺寸大小应严格遵守选定的比例尺，才可得到准确的零件结构形状、尺寸数据、零件间的相互位置。

其具体内容如下。

一、绘制传动零件的中心线、轮廓线、箱体内壁线和轴承座端面的位置

先从主视图和俯视图着手，线条由内及外画出齿轮中心线、齿顶圆、节圆及齿轮宽度的对称线和齿轮宽度线等轮廓线。小齿轮的齿宽 b_1 应比大齿轮的齿宽 b_2 宽 5 ~ 10 mm，以避免安装误差而影响齿轮的接触宽度。

然后绘制箱体内壁线，为了避免铸造箱体的误差造成间隙过小，甚至齿轮与箱体内壁相碰，需在大齿轮顶圆与箱体内壁间留有间距 Δ_1 (Δ_1 的值见表 1-1)，在齿轮端面与箱体内壁间留有间距 Δ_2 (Δ_2 的尺寸一般 $> \delta$)，小齿轮的齿顶圆与箱体内壁之间的距离要由箱体结构来决定，暂不需画出。

轴承内侧至箱体内壁之间的距离 Δ_3 的大小根据轴承润滑方式的不同而取值不同。如果轴承采用箱体内润滑油润滑， Δ_3 取值如图 1-3 (a) 所示；如果轴承采用油脂润滑， Δ_3 取值如图 1-3 (b) 所示。如用凸缘式轴承盖，还应在轴承座端面线外画出轴承端盖凸缘厚度 t 的位置 (如图 1-4 所示， t 的值一般取 $(1 \sim 1.2) d_3$ ，圆整)。

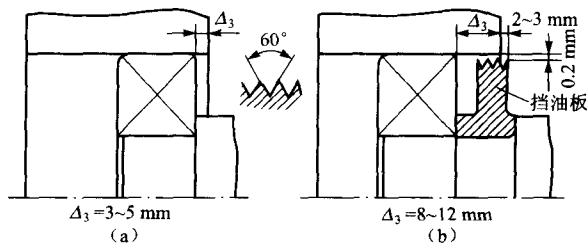


图 1-3 轴承内侧与箱体内壁之间的距离

为了方便机械加工,各轴承座的外端应在同一平面内,则箱体内壁至轴承座端面距离 $l_2 = \delta + c_1 + c_2 + (8 \sim 12) \text{ mm}$, 其中: δ 为箱体壁厚 (其值见表 1-1); c_1 、 c_2 为扳手空间的最小尺寸 (其值见表 1-1)。

图 1-4 所示为一级圆柱齿轮减速器装配草图 (一)。

二、联轴器的选择

联轴器的类型较多,常用的多已标准化或规格化了,一般要参阅相关手册按工作条件和工作要求进行合理选用。

联轴器的常用类型介绍如下。

(1) 弹性联轴器: 可用于联接电动机和减速器的高速轴, 具有较小的转动惯量和良好的减振缓和冲击的性能, 如弹性套柱销联轴器和弹性柱销联轴器。(具体结构形式和尺寸见相关手册。)

(2) 刚性联轴器: 可用于联接减速器低速轴和工作机输入轴, 具有转速较低、传递转矩较大的特点。如两轴能保证安装同心度 (有公共底座), 采用刚性固定式联轴器, 例如凸缘联轴器; 如两轴不能保证安装同心度, 采用刚性可移式联轴器, 例如齿轮联轴器、刚性滑块联轴器。(具体结构形式和尺寸见相关手册。)

确定了联轴器的类型之后, 再按轴传递的扭矩、轴径和轴的转速大小按相关手册选定联轴器的具体型号尺寸。

三、初步计算轴径

由于轴的跨距还未确定, 无法利用弯扭组合强度条件计算轴径大小, 只能先按轴所受的扭矩初步估算轴的直径 d , 其计算公式为

$$d \geq c^3 \sqrt{\frac{P}{n}}$$

式中 P ——轴传递的功率, kW;

n ——轴的转速, r/min;

c ——由轴的许用应力确定的系数, 其值的大小参见相关教材。

如此轴径处开有键槽时, d 值需增大 4% ~ 5%, 再圆整。

当高速轴伸出端直接与电动机相连时, 这时轴端直径 d 应与电动机伸出轴直径相差不大, 还应在所选联轴器允许的最大直径和最小直径的范围内。

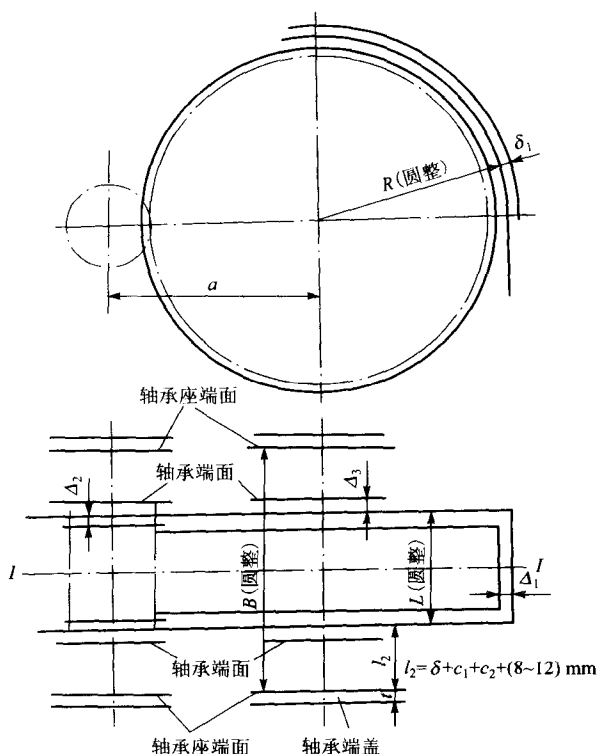


图 1-4 一级圆柱齿轮减速器装配草图 (一)

如果轴的外伸端与其他可转动零件（带轮、链轮等）相连时，这时的轴端直径 d 要与相配合的零件轮毂孔径尺寸相协调。

四、轴的结构设计

在进行轴的结构设计时，为了便于装拆和固定轴上的零件，通常把轴设计成阶梯轴，如图 1-5 所示。同时还要使设计出的阶梯轴具有足够的刚度和强度以满足传动要求以及良好的加工工艺性。

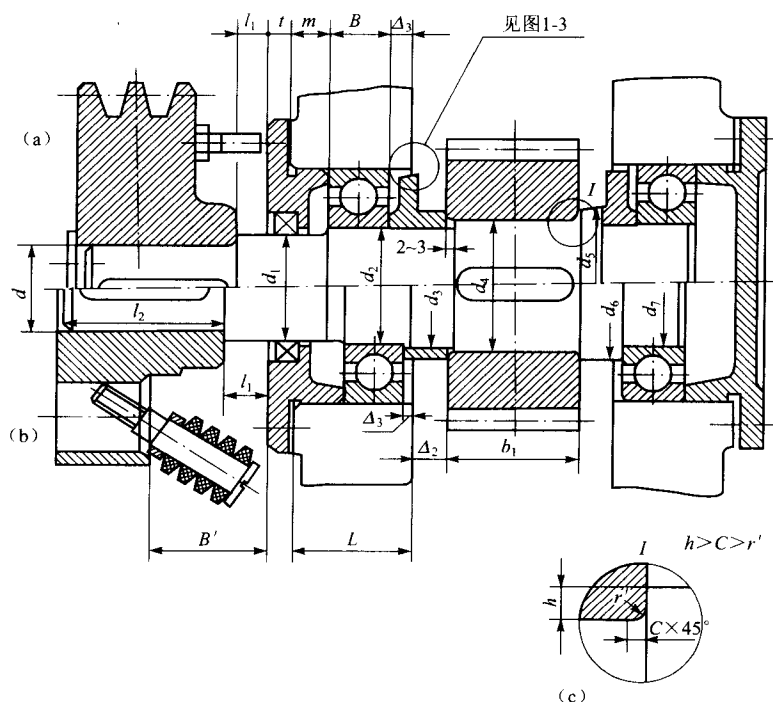


图 1-5 轴各段直径和长度的确定

轴的结构设计主要任务是：首先根据不同轴段上不同受力和固定安装的不同要求确定各段轴的直径，再根据轴上零件的位置、配合长度及支撑结构确定各段轴的长度。

其具体的确定方法如下。

1. 确定各段轴的直径

图 1-5 (a) 和 (b) 是两种不同的轴的结构设计方案。其中： d 为前面计算出来的初步计算轴径值。

对于阶梯轴的台阶，当相邻轴段直径变化起定位作用时，轴径变化应大些，取 $6 \sim 8 \text{ mm}$ ；当仅考虑装配要求或区分加工表面甚至同一尺寸不同精度时，轴径变化要小些，取 $1 \sim 3 \text{ mm}$ 。

$d_1 = d + (6 \sim 8) \text{ mm}$ ，因为此处轴肩对轴上零件有固定和定位的作用，所以 d_1 比 d 的

轴径变化要大些。 d_1 的确定还要考虑联轴器的定位需要和轴承端盖密封圈的內径标准。

d_2 为轴承內径 (d_2 为标准值, 可由相关轴承手册查到)。

d_3 稍大于 d_2 以区分加工表面。

$d_4 = d_3 + (1 \sim 3) \text{ mm}$, d_4 为齿轮轮毂直径, 为了装配方便, 应使 d_4 比 d_3 略大些。

$d_5 = d_4 + (6 \sim 8) \text{ mm}$, 此处为一轴环其轴肩也对齿轮的轴向有固定作用, 直径变化要大些。 d_6 比 d_5 稍大或 $d_6 = d_7 + (6 \sim 8) \text{ mm}$, 轴环要对轴承进行轴向固定。因考虑轴承的便于装拆, d_6 不能超过轴承的安装尺寸 D_1 (D_1 可由轴承手册查到), 如图 1-6 (a) 和 (b) 所示。此时过渡圆角半径 r_g (图 1-6 (c)) 应小于轴承孔的圆角半径 r (r 由轴承手册查得)。

$d_7 = d_2$, 同一根轴上的滚动轴承尽量选择同一型号, 便于轴承座孔的镗制加工。

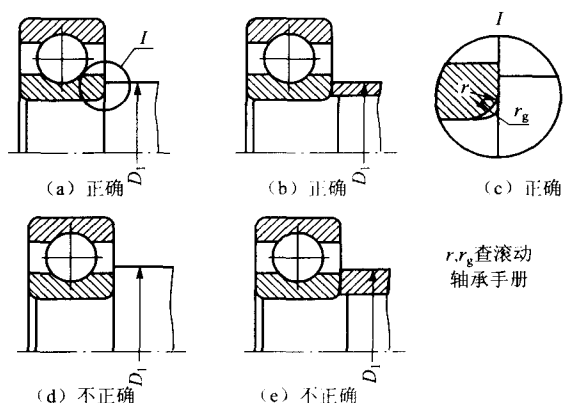


图 1-6 D_1 的确定

注: ① 为保证零件端面靠近定位面, 应使过渡圆角半径 r' 小于轴孔倒角 c 和轴肩高度 h (图 1-5 (c))。

② 如加工工艺要求精加工、磨削或切螺纹时, 可在轴径变化处开设砂轮越程槽或螺纹退刀槽, 其尺寸见相关手册。

③ 为便于装配, 在轴端和过盈配合表面压入端应制成倒角。

2. 确定各段轴的长度

轴头长度是由所装零件的轮毂宽度决定的, 但必须注意其长度要比轮毂宽度小 $2 \sim 3 \text{ mm}$, 如图 1-7 (a) 和 (b) 所示, 以保证零件端面与套筒真正接触以起到轴向固定作用。安装轴端零件的轴头的长度确定同理, 如图 1-8 (a) 和 (b) 所示。

轴环的宽度为 $b \approx 1.4a$ (a 为轴肩高度), 如图 1-9 所示。

轴承宽度 B 一般按轴径直径初选中窄系列。同一根轴上

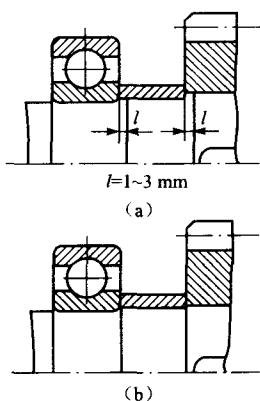
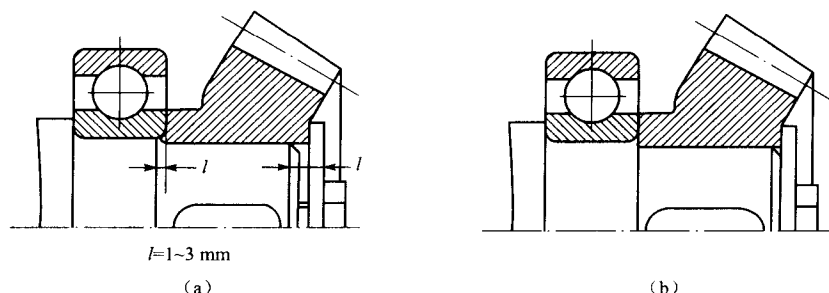


图 1-7 轴的端面与零件端面距离 l

(a) 正确; (b) 不正确

图 1-8 轴端零件轴的端面与零件端面距离 l

(a) 正确; (b) 不正确

尽量选取同一规格的轴承, 使轴承座孔一次镗出保证加工精度。

轴承盖长度尺寸 $m = l_2 - \Delta_3 - B$, 一般取 $m \geq t$ (t 值可参见轴承盖结构尺寸相关手册)。

外伸轴上旋转零件内端面与轴承盖外端面距离 l , 与不同的外接零件及轴承端盖结构有关, 还要保证拆卸凸缘式端盖螺钉所需的足够长度和联轴器柱销的装拆长度, 以便在不拆卸联轴器的情况下, 可以打开减速器箱盖。

轴上零件多以普通平键联接进行轴向固定, 根据轴头直径选择平键截面尺寸并选用标准键长系列, 且键长要小于轴头长度 $5 \sim 8$ mm, 为使键槽与轴上的键容易对准, 应使轴上键槽靠近零件装入的一端, 一般相距 $\Delta = 1 \sim 3$ mm, 如图 1-10 所示。在一根轴上有多个键槽时, 为便于加工应尽量使其分布在同一方位的母线上, 如轴径相差不大可以取同一尺寸的键槽, 以减少铣刀数量。

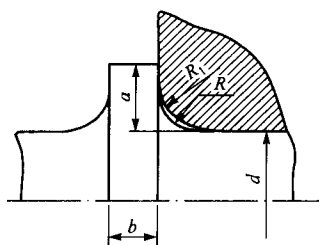


图 1-9 轴环

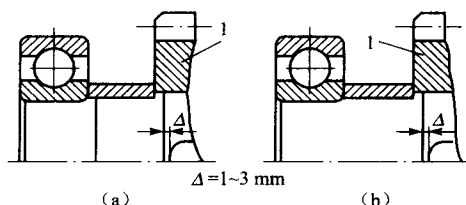


图 1-10 键槽位置

在轴的设计完成之后, 即可得到如图 1-11 所示的一级圆柱齿轮减速器装配草图 (二)。

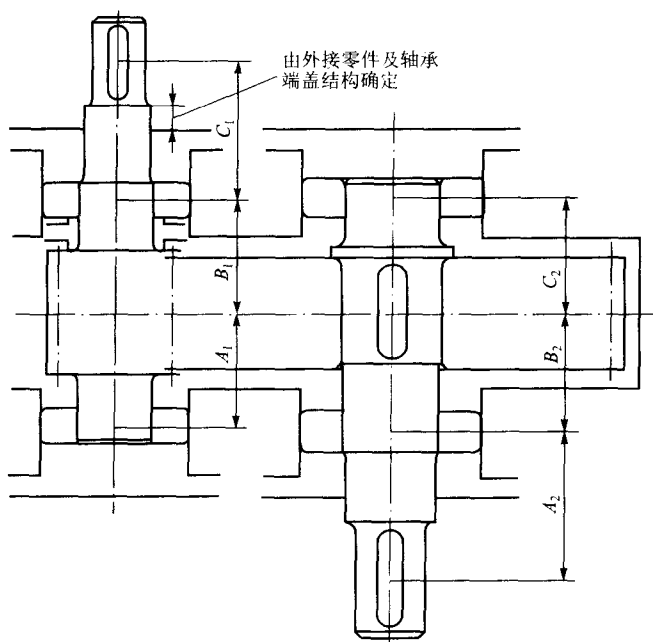


图 1-11 一级圆柱齿轮减速器装配草图 (二)

五、确定轴上力的作用点和支点距离

由轴的结构及轴上零件的位置便可从图 1-11 中确定出轴的支点距离和轴上零件力的作用点, 轴上零件力的作用点一般视为轮缘宽度的中点, 当采用角接触轴承时, 轴承支点应在如图 1-12 所示的距离轴承外圈端面的 a (a 值见相关轴承标准) 处, 深沟球轴承的支点可以认为作用在轴承宽度的中点。

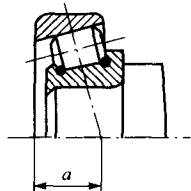


图 1-12 角接触轴承的支点

六、轴的强度计算

对照图 1-11 可确定出各轴的支点距离, 然后进行力学分析, 作出相应的弯矩图、扭矩图和当量弯矩图。根据轴上各处所受力矩的大小及应力集中情况找到危险截面, 按弯扭组合进行强度校核。

如强度不够, 考虑重新选材, 增大轴径或修改轴的结构尺寸。

如果强度裕度很大, 可待轴承寿命及键联接的强度校核后综合考虑轴的刚度、结构要求后决定是否修改。

七、轴承的寿命计算

计算方法参见相关教材, 滚动轴承的预期寿命可取减速器中齿轮的寿命或检修期, 到时更换轴承, 如轴承寿命不合格, 可修改轴承的直径系列或宽度系列, 还不能达到要求时可改变轴承类型或修改轴承内径, 但随之就会牵涉到轴上零件尺寸的变化和轴的强度会造成极大返工, 应谨慎。

八、键的强度校核

平键要进行挤压和剪切强度计算，具体校核方法见相关教材。若强度不够可适当增加键和轮毂的长度，但键长不可超过 $2.5d$ （ d 为安装键的轴头直径）或在轴上相隔 180° 位置对称布置两个普通平键，只按 1.5 个键计算。