



# 第07章

# 支承零件设计

## 第02节 典型零部件

宋超阳

[songcy@ieee.org](mailto:songcy@ieee.org)

# 本章要点概述

- 结构设计的方法和准则
  - 结构设计的工作步骤和要求
  - 结构设计的基本原则和方法
  - 结构设计的准则
- 典型零部件的结构设计
  - 轮类零件的结构设计
  - 箱体类零件的结构设计
  - 支承部件的结构设计

---

# 典型零部件的结构设计

## 轮类零件的结构设计

### 轮类零件的结构特点

- 轮类零件包括齿轮、蜗轮、带轮、链轮等，它们在机械传动装置中有着相同的功用(传递运动和转矩)，在结构上亦有很多相似之处
- 整体上可将轮类零件的结构划分成轮缘、轮轂和轮辐三个部分
  - 轮缘部分与其他零件配合作用（如配对的齿轮、传动带、链等），轮缘以传递运动及转矩
  - 轮轂部分与轴相配，起轴向、径向定位作用
  - 轮辐部分连接着轮缘和轮轂
  - 轮缘和轮轂内孔是主要功能面，根据前述结构设计方法，利用形态变换可得到各种轮类零件的结构形式

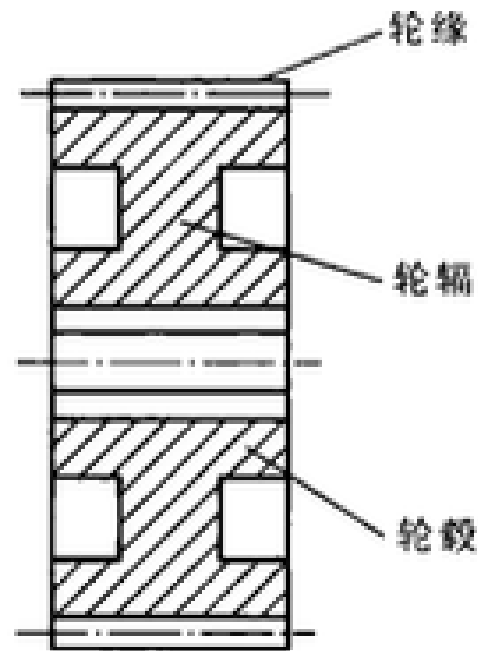


图 13-1 轮类零件的整体结构

## 轮类零件的结构设计

### 轮类零件的结构特点

- 将图中圆柱齿轮的功能表面轮缘进行形状变换，可得到锥齿轮、蜗轮、带轮等
- 将轮毂及轮辐进行尺寸变换，又可得不同的典型结构，由此可见，轮类零件的结构设计是一个共性问题
- 本节以齿轮为重点，依据结构设计准则，详细介绍其结构设计方法，对其他轮类零件只作简要介绍

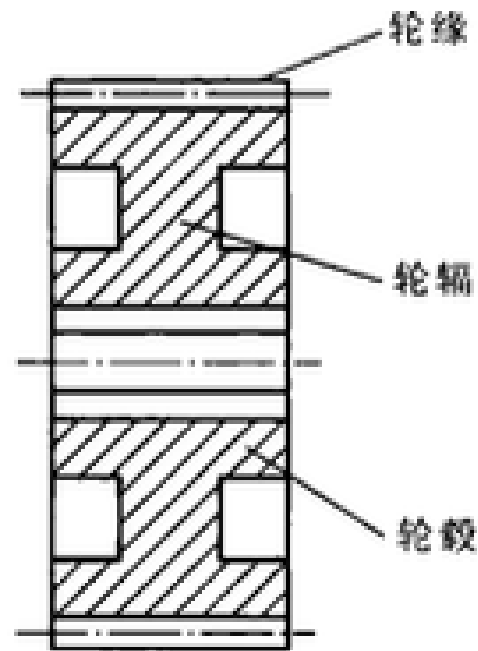


图 13-1 轮类零件的整体结构

## 轮类零件的结构设计

### 齿轮的结构设计

- 齿轮（包括圆柱齿轮和锥齿轮）的主参数，如齿数、模数、齿宽、齿高、螺旋角、分度圆直径等，是通过强度计算确定的，而结构设计主要确定轮辐、轮毂的形式和尺寸
- 设计齿轮结构时，要同时考虑加工、装配、强度、回用等多项设计准则，通过对轮辐、轮毂的形状、尺寸进行变换，设计出符合要求齿轮结构
- 齿轮的直径大小是影响轮辐、轮毂形状尺寸的主要因素，通常是先根据齿轮直径确定合适的结构形式，然后再考虑其他因素对结构进行完善，有关细部结构的具体尺寸数值，可参阅相关手册

# 齿轮的结构设计

齿轮结构可分成以下四种基本形式

- 1) 齿轮轴
- 2) 实心式齿轮
- 3) 腹板式齿轮
- 4) 轮辐式齿轮

对于直径很小的齿轮，如果从键槽底面到齿根的距离 $x$ 过小（如圆柱齿轮 $x \leq 2.5m_n$ ，锥齿轮 $x \leq 1.6m$ ， $m_n$ 、 $m$ 为模数），则此处的强度可能不足，易发生断裂，此时应将齿轮与轴做成一体，称为齿轮轴，齿轮与轴的材料相同

值得注意的是，齿轮轴虽简化了装配，但整体长度大，给轮齿加工带来了不便，而且，齿轮损坏后，轴也随之报废，不利于回用。故当 $x > 2.5m_n$ （圆柱齿轮）或 $x > 1.6m$ （锥齿轮）时，应将齿轮与轴分开制造

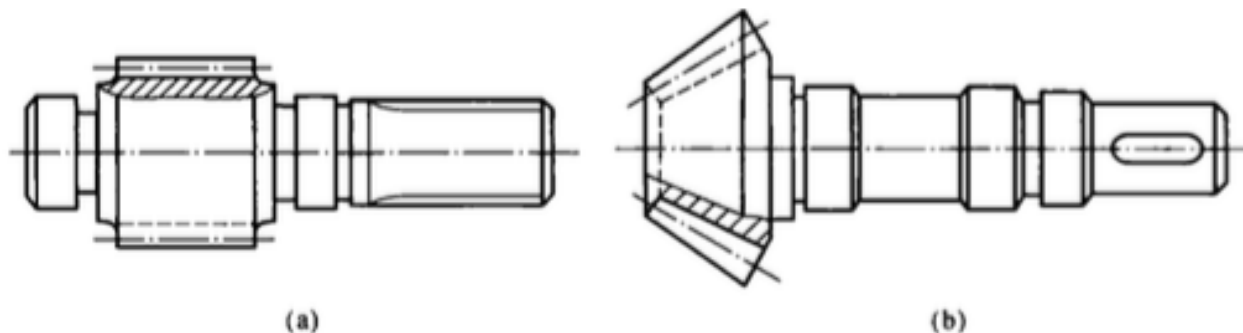


图 13-2 齿轮轴

(a) 圆柱齿轮轴；(b) 锥齿轮轴

# 齿轮的结构设计

齿轮结构可分成以下四种基本形式

- 1) 齿轮轴
- 2) 实心式齿轮
- 3) 腹板式齿轮
- 4) 轮辐式齿轮

当轮辐的宽度与齿宽相等时得到实心式齿轮结构，它的结构简单、制造方便。其适用条件：

- ① 齿顶圆直径  $d_a \leq 200\text{mm}$ ；
- ② 对可靠性有特殊要求；
- ③ 高速传动时要求降低噪声。

为便于装配和减少边缘应力集中，孔边及齿顶边缘应切制倒角。

对于锥齿轮，轮毂宽度应大于齿宽，以利于加工时装夹

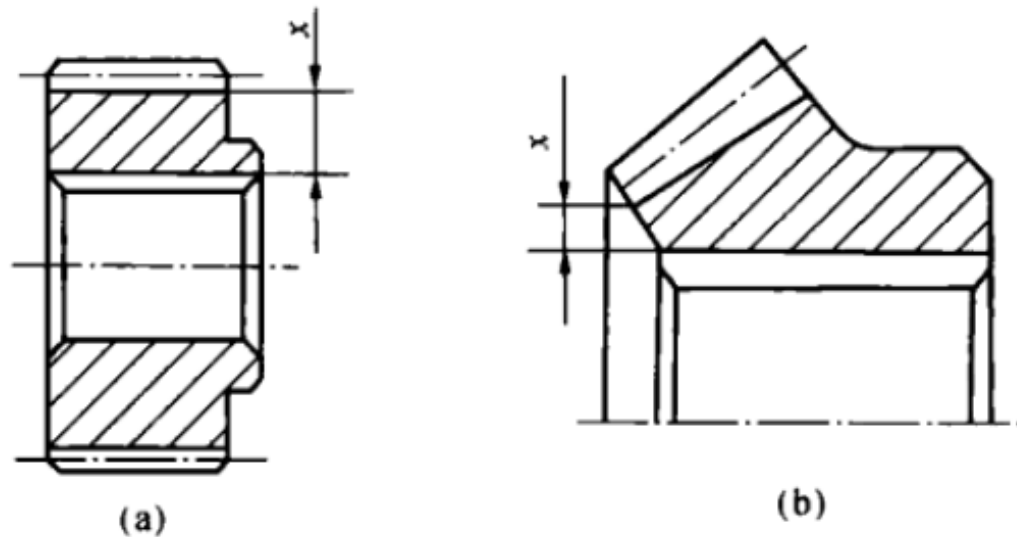


图 13-3 实心式齿轮

(a) 实心式圆柱齿轮；(b) 实心式锥齿轮



## 齿轮的结构设计

齿轮结构可分成以下四种基本形式

- 1) 齿轮轴
- 2) 实心式齿轮
- 3) 腹板式齿轮
- 4) 轮辐式齿轮

当齿顶圆直径  $d_a > 200 \sim 500\text{mm}$  时，可做成腹板式结构，以节省材料、减轻重量。

考虑到加工时夹紧及搬运的需要，腹板上常对称地开出4~6个孔。直径较小时，腹板式齿轮的毛坯常用可锻材料通过锻造得到。

- 批量小时采用自由锻

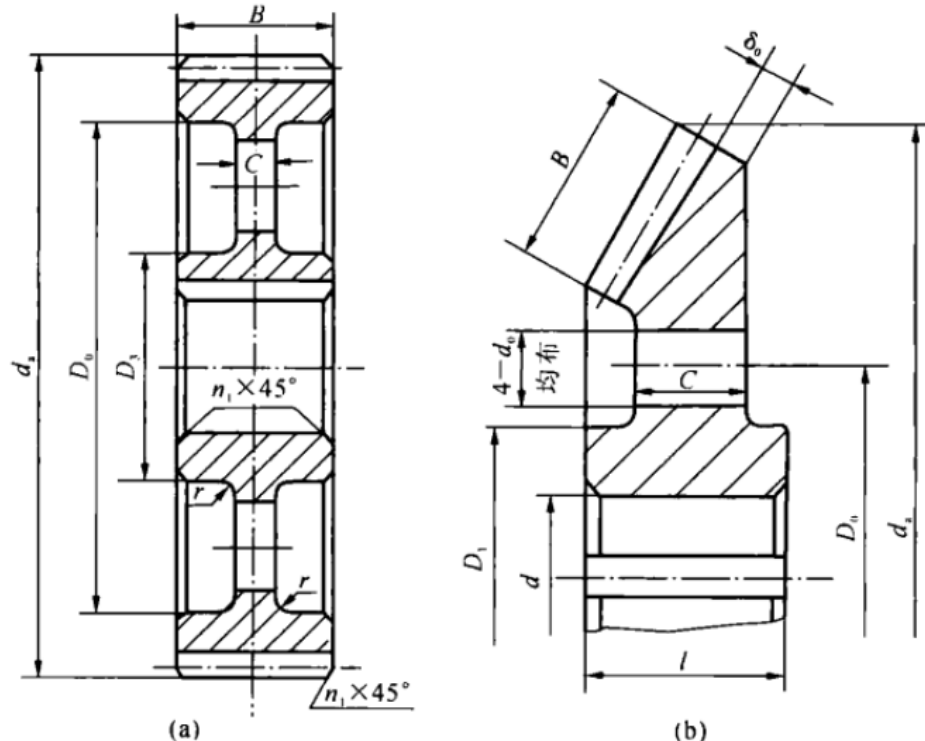


图 13-4 腹板式自由锻齿轮

(a) 自由锻圆柱齿轮；(b) 自由锻锥齿轮

## 齿轮的结构设计

齿轮结构可分成以下四种基本形式

- 1) 齿轮轴
- 2) 实心式齿轮
- **3) 腹板式齿轮**
- 4) 轮辐式齿轮

直径较大或结构复杂时，毛坯通常用铸铁、铸钢等材料铸造而成。

对于模锻和铸造齿轮，为便于起模，应设计必要的拔模斜度和较大的过渡圆角。

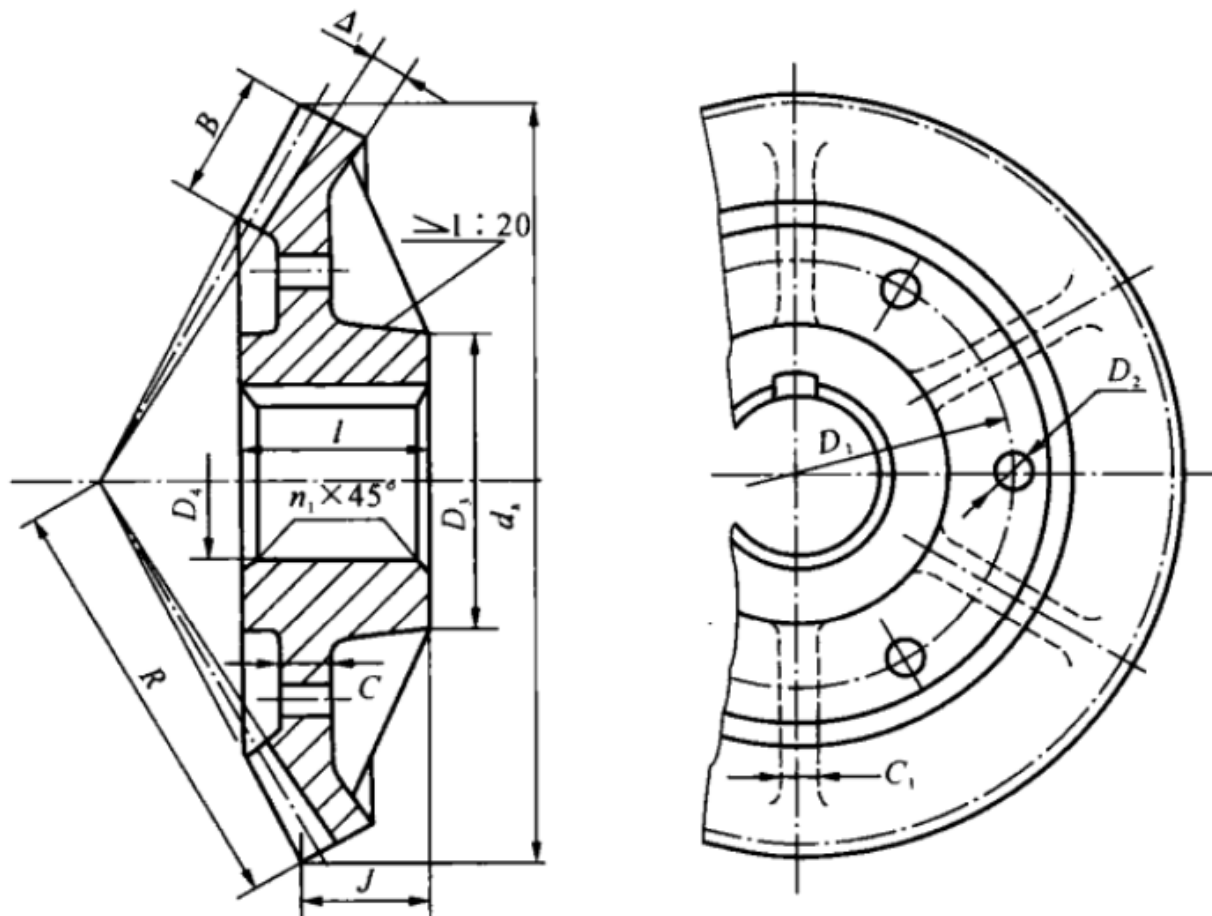


图 13-6 腹板式铸造锥齿轮

# 齿轮的结构设计

齿轮结构可分成以下四种基本形式

- 1) 齿轮轴
- 2) 实心式齿轮
- 3) 腹板式齿轮
- 4) 轮辐式齿轮

当齿顶圆直径  $d_a > 400 \sim 1000$  mm时，为减轻重量，可做成轮辐式铸造齿轮，轮辐剖面常为椭圆形或“十”字形。

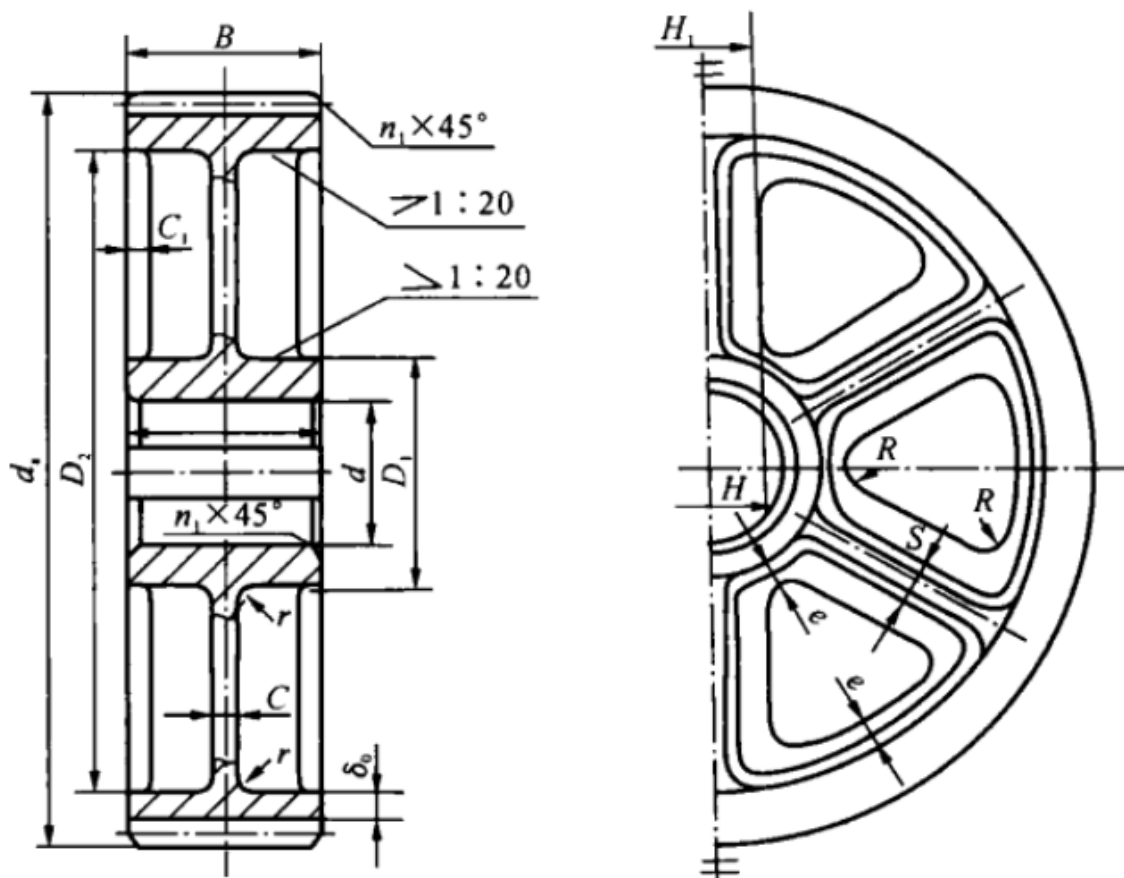


图 13-7 轮辐式铸造齿轮

# 蜗杆、蜗轮的结构设计

- 蜗杆的结构形式
  - 蜗杆的直径不大，常与轴做成一体。蜗杆螺旋为车制时，见图13-8(a)，两端应有退刀槽。
  - 图13-8(b)所示为铣制蜗杆，无退刀槽。
  - 蜗杆直径较大时也可与轴分开制造。
  - 螺旋部分长度参见表4-3。

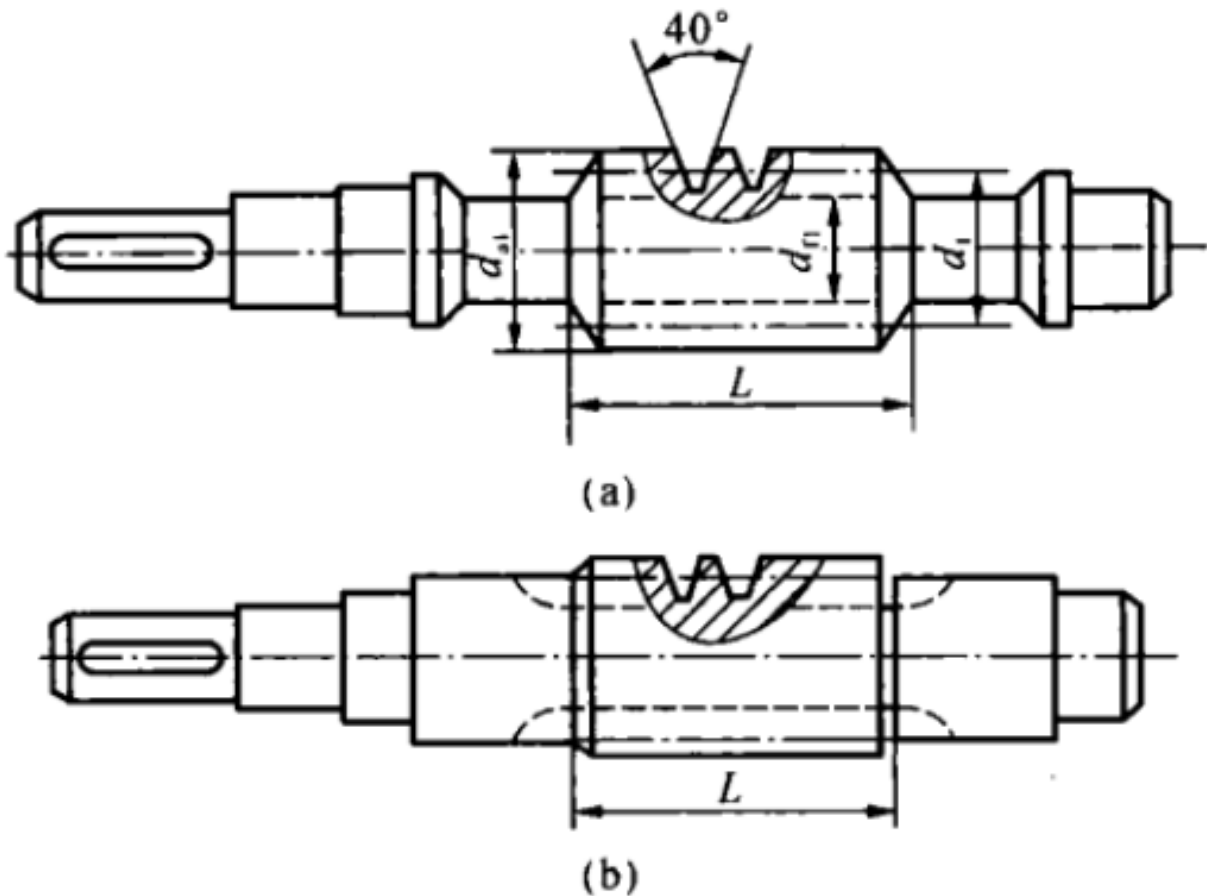


图 13-8 蜗杆结构

(a) 车制蜗杆；(b) 铣制蜗杆

# 蜗杆、蜗轮的结构设计

表 4-3 普通圆柱蜗杆传动的蜗轮宽度  $B$ 、顶圆直径  $d_{e2}$  及蜗杆螺纹部分长度  $b_1$  的计算公式

$z_1$	$B$	$d_{e2}$	$x_2$	$b_1$	
1	$\leq 0.75d_{a1}$	$\leq d_{a2} + 2m$	0	$\geq (11 + 0.06z_2)m$	
			-0.5	$\geq (8 + 0.06z_2)m$	
2		-0.1	$\geq (10.5 + z_1)m$		
			0.5	$\geq (11 + 0.1z_2)m$	
		1.0	$\geq (12 + 0.1z_2)m$		
			3	$\leq d_{a2} + 1.5m$	0
-0.5	$\geq (9.5 + 0.09z_2)m$				
-0.1	$\geq (10.5 + z_1)m$				
4	$\leq 0.67d_{a1}$	$\leq d_{a2} + m$	0.5		$\geq (12.5 + 0.1z_2)m$
			0.1		$\geq (13 + 0.1z_2)m$

当变位系数  $x_2$  为中间值时,  $b_1$  取  $x_2$  邻近两公式所求值的较大者。经磨削的蜗杆, 按左式所求的长度应再增加一定的值:  
 当  $m < 10$  mm 时, 增加 25 mm;  
 当  $m = 10 \sim 16$  mm 时, 增加 35 ~ 40 mm;  
 当  $m > 16$  mm 时, 增加 50 mm

# 蜗杆、蜗轮的结构设计

## • 蜗轮的结构形式

- 为提高蜗杆传动的效率，蜗轮常用减摩性好的青铜材料制造。
- 为了节省贵重金属用量，蜗轮一般采用组合式结构，轮缘用青铜材料，轮芯用铸铁。
- 蜗轮轮芯的结构与齿轮类似。

- 根据轮缘结构的不同可将蜗轮分成以下几种结构形式。

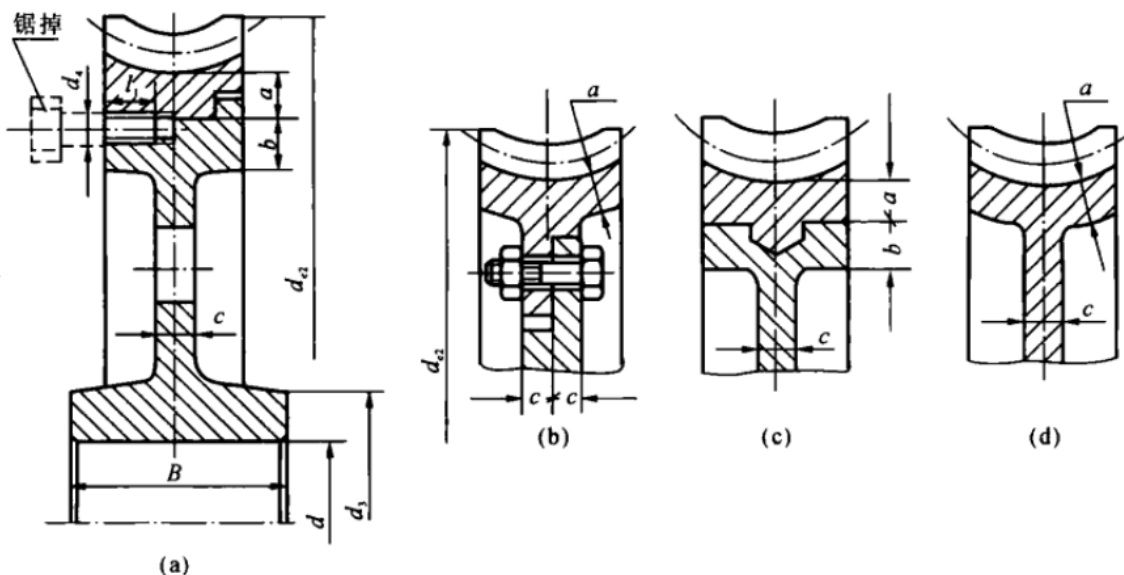


图 13-9 蜗轮结构

(a) 齿圈式；(b) 螺栓连接式；(c) 拼铸式；(d) 整体式

## 蜗杆、蜗轮的结构设计

- (1) 齿圈式
- (2) 螺栓连接式
- (3) 拼铸式
- (4) 整体式

齿圈与轮芯多用过盈配合，并在结合部的端面加装4~6个螺钉，以增强转矩作用时连接的可靠性。为防止钻孔时钻头引偏，应将螺钉孔向材质较硬的轮芯部分偏移2 mm左右。

为承受轴向力及装配齿圈时轴向定位，在配合面的一端应制出台阶，台阶径向应留有间隙，防止双重配合。

齿圈式结构常用于尺寸不大或工作温度变化较小的场合，以免热胀冷缩影响配合质量。

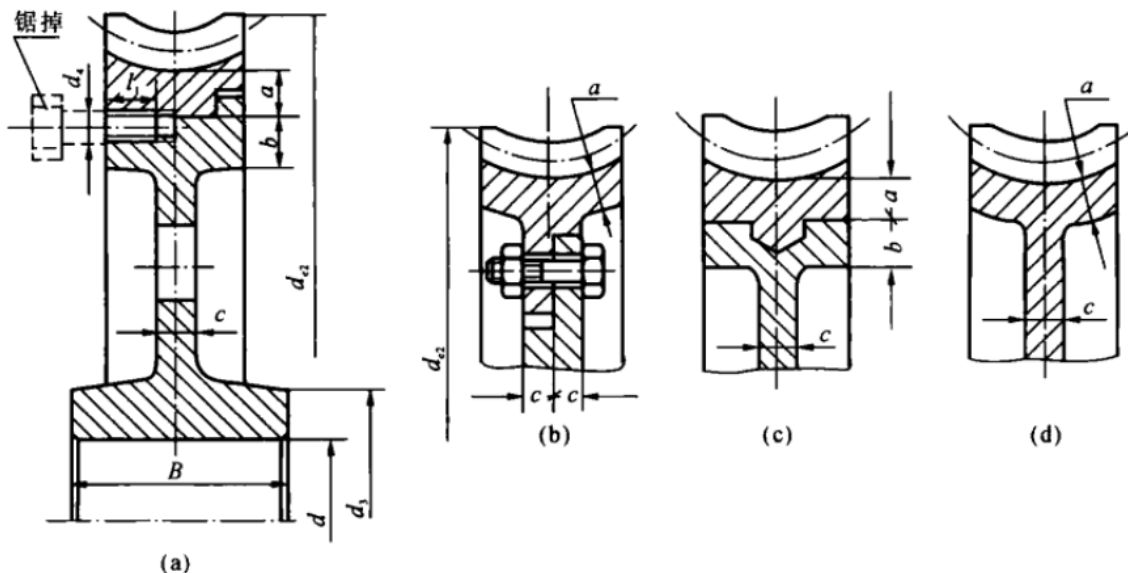


图 13-9 蜗轮结构

(a) 齿圈式；(b) 螺栓连接式；(c) 拼铸式；(d) 整体式

# 蜗杆、蜗轮的结构设计

- (1) 齿圈式
- (2) 螺栓连接式
- (3) 拼铸式
- (4) 整体式

可用普通螺栓或铰制孔用螺栓连接。用普通螺栓时，齿圈靠配合的圆柱面定心。这种结构装拆方便，有利于回用，常用于尺寸较大或齿面易磨损的场合。

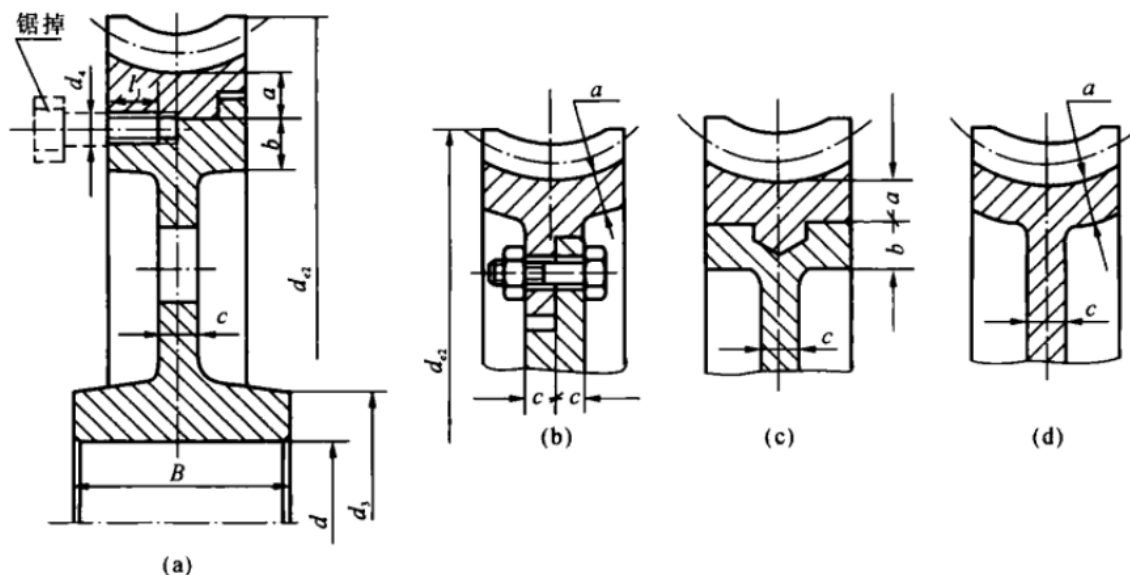


图 13-9 蜗轮结构

(a) 齿圈式; (b) 螺栓连接式; (c) 拼铸式; (d) 整体式



# 蜗杆、蜗轮的结构设计

- (1) 齿圈式
- (2) 螺栓连接式
- (3) 拼铸式
- (4) 整体式

在铸铁轮芯上加铸青铜齿圈后切齿，用于批量大的蜗轮。缺点是不利于材料的回用。

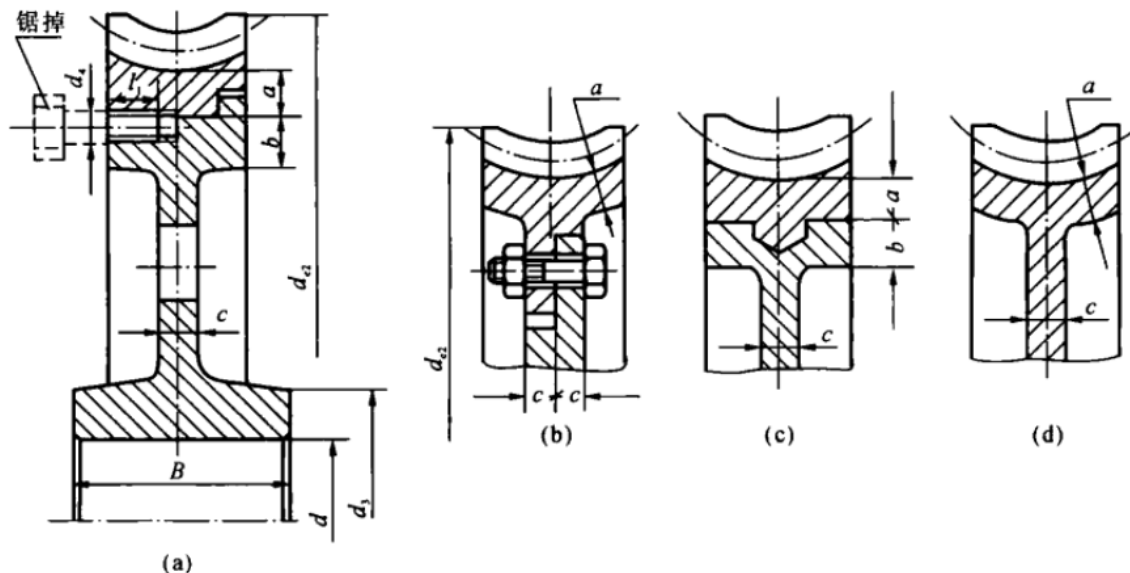


图 13-9 蜗轮结构

(a) 齿圈式; (b) 螺栓连接式; (c) 拼铸式; (d) 整体式

# 蜗杆、蜗轮的结构设计

- (1) 齿圈式
- (2) 螺栓连接式
- (3) 拼铸式
- (4) 整体式

用于低速轻载时的铸铁蜗轮或直径很小的青铜蜗轮。

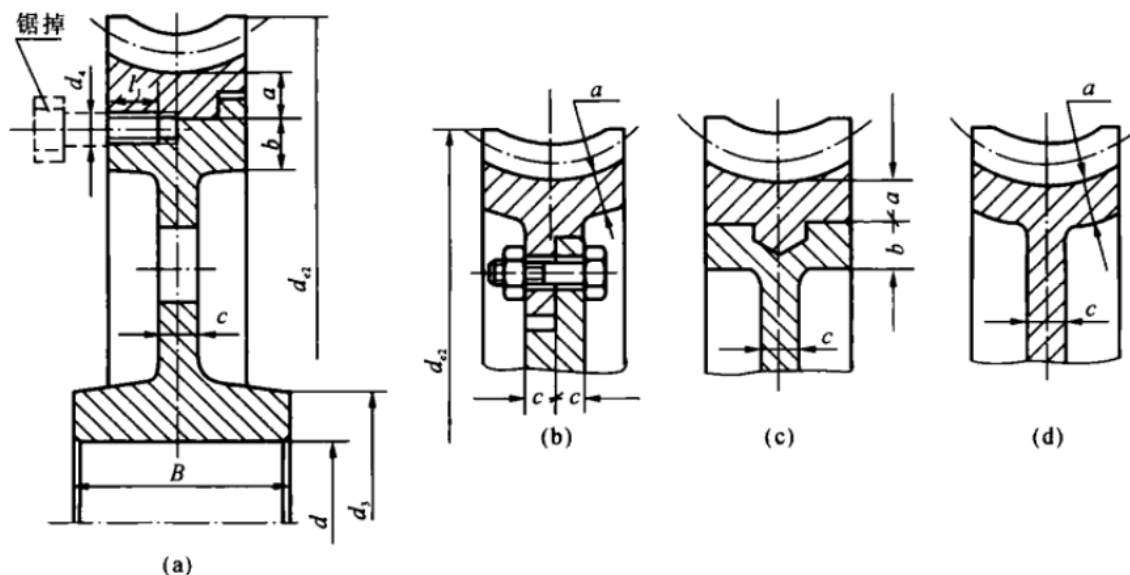


图 13-9 蜗轮结构

(a) 齿圈式; (b) 螺栓连接式; (c) 拼铸式; (d) 整体式

## V带轮的结构设计

• V带轮常用铸铁材料铸造而成

• 其基本结构形式有三种

- 实心式 ( $d_d \leq 3d$ )
- 腹板式 ( $d_d \leq 300 \sim 350 \text{ mm}$ )
- 轮辐式 ( $d_d > 300 \sim 350 \text{ mm}$ )

• V带轮的结构设计主要是根据V带型号及传动比确定带轮基准直径  $d_d$ ，由基准直径选定结构形式，并根据带的型号及根数确定轮缘宽度

• 带轮轮槽的截面尺寸如表13-1所示

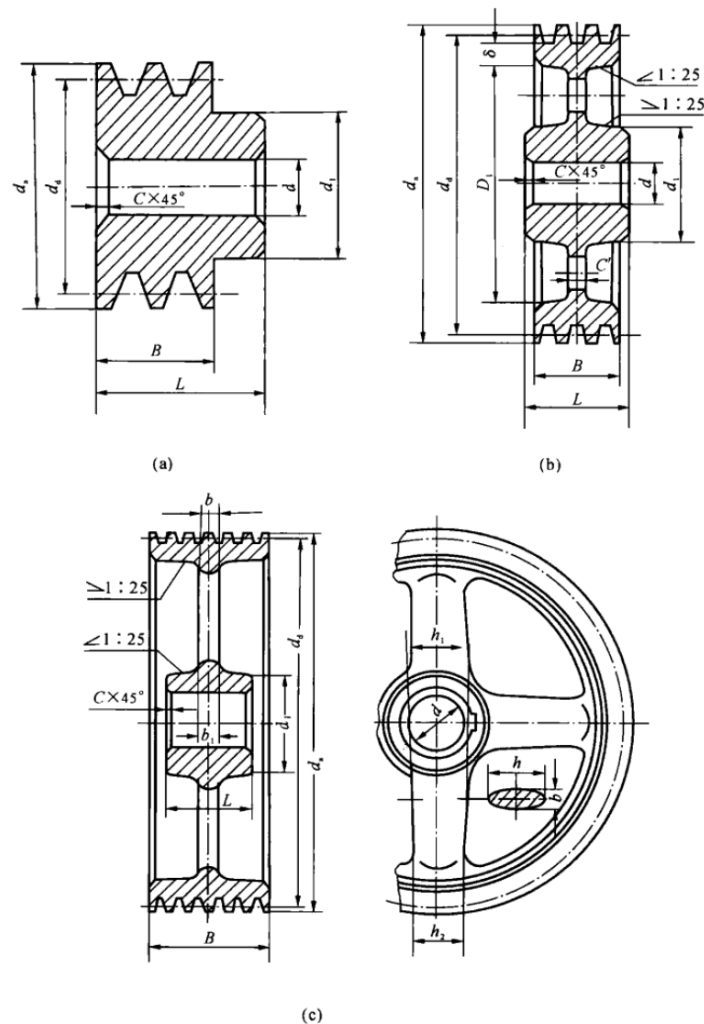


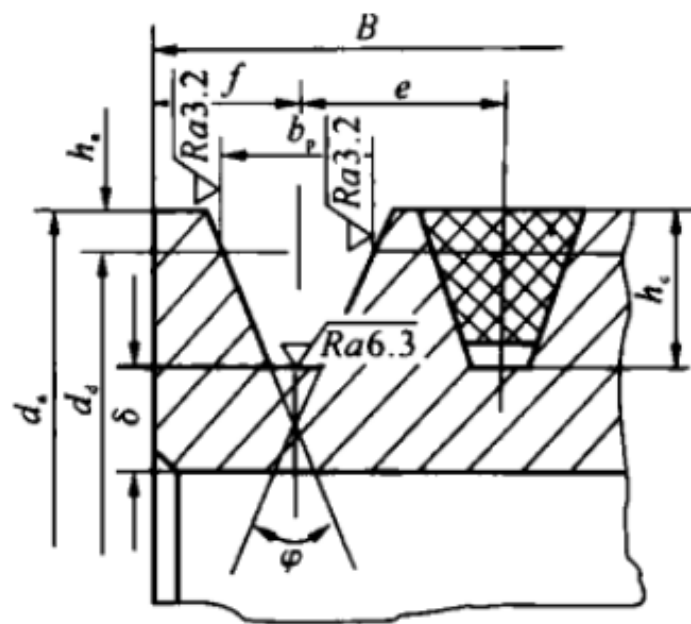
图 13-10 V带轮结构

(a) 实心式; (b) 腹板式; (c) 轮辐式

# 蜗杆、蜗轮的结构设计

表 13-1 普通 V 带轮槽截面尺寸

截面尺寸 /mm		V 带型号					
		Y	Z	A	B	C	D
$b_p$	5.3	8.5	11	14	19	27	32
$h_c$	6.3	9.5	12	15	20	28	33
$h_{amin}$	1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6
$e$	8	12	15	19	25.5	37	44.5
$f$	7	8	10	12.5	17	23	29
$\delta$	5	5.5	6	7.5	10	12	15
$B$		$B = (z-1)e + 2f, z$ 为轮槽数					
$\varphi$	$32^\circ$	$\leq 60$					
	$34^\circ$		$\leq 80$	$\leq 118$	$\leq 190$	$\leq 315$	
	$36^\circ$	$> 60$					$\leq 475$ $\leq 600$
	$38^\circ$		$> 80$	$> 118$	$> 190$	$> 315$	$> 475$ $> 600$

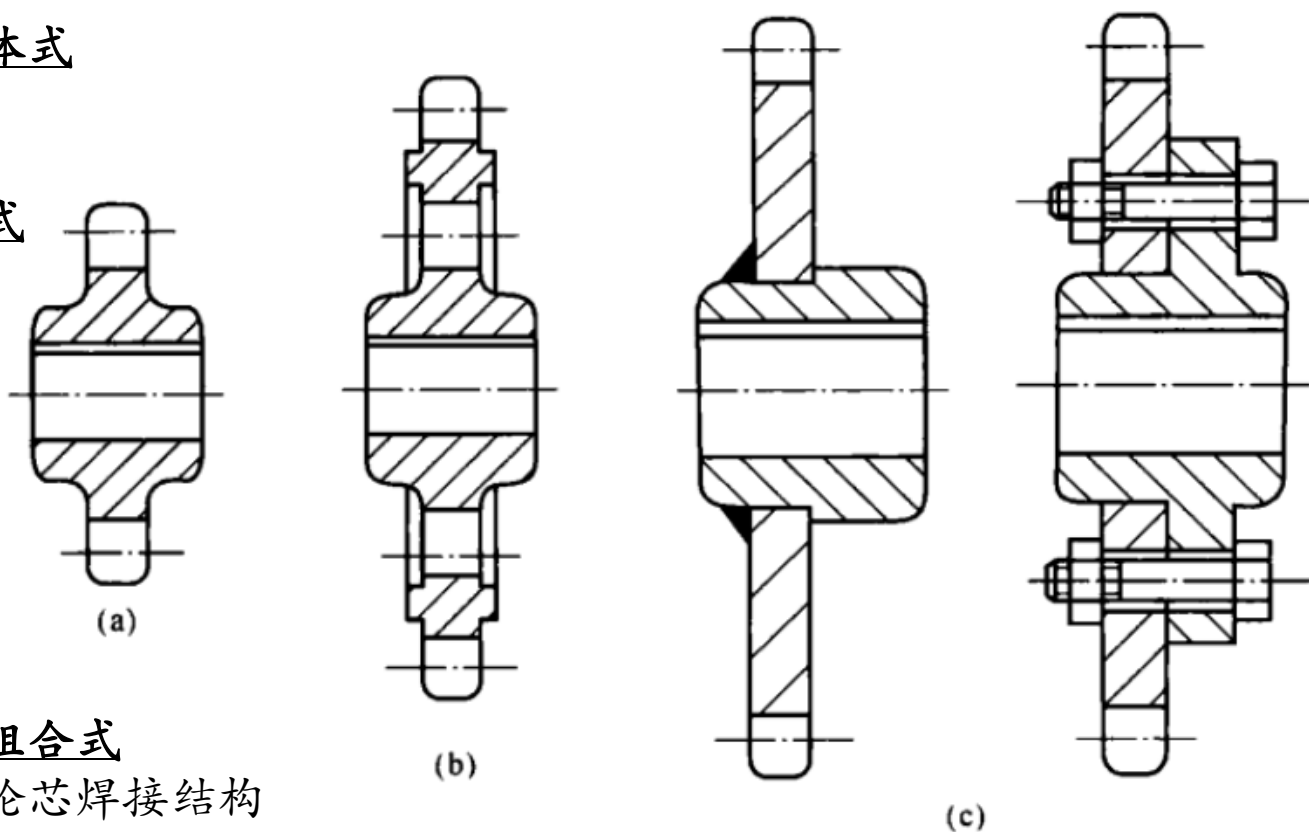


# 滚子链轮的结构设计

• 滚子链轮的结构设计滚子链轮的结构如图所示

• 直径小时常做成整体式

• 中等直径做成孔板式



• 大直径链轮可做成组合式

- 左图为齿圈与轮芯焊接结构
- 右图为螺栓连接结构
- 齿圈损坏后可更换

图 13-11 滚子链轮结构

(a) 整体式; (b) 孔板式; (c) 组合式

## 箱体类零件的结构设计

- 箱体是机器中很重要的零件，它对箱体内的零件起包容和支撑的作用，工作时承受机器的总重量及作用力、弯矩等。
  - 在一台机器中，箱体的重量约占总重量的70%。
  - 因此，箱体的结构在很大程度上影响着机器的工作性能和经济性。
- 由于箱体的结构较为复杂，因而通常都是铸造成形。
  - 铸铁材料价格便宜、吸震性好，是箱体最常用的材料。
  - 当强度要求高时用铸钢，要求重量轻时也可用铝合金。
- 虽然各类机器中箱体的结构形式、尺寸差异较大，但对箱体类零件结构设计的基本要求是相近的，即：
  - ①造型合理；
  - ②具有足够的刚度和强度；
  - ③加工工艺性好；
  - ④便于箱体内零件的安装。

下面以减速器箱体为例，结合结构设计准则，讨论箱体类零件的设计要点。

# 箱体的外观造型

- 从功能要求看，减速器箱体包容箱体内部的所有零件，并通过轴承座支撑轴系部件。为使传动零件得到充足的润滑，箱体还起油池的作用。
- 箱体造型时，常以内部零件的布置及尺寸大小为基本出发点，考虑包容、支撑、润滑等功能要求，结合造型的设计准则，确定箱体外形。

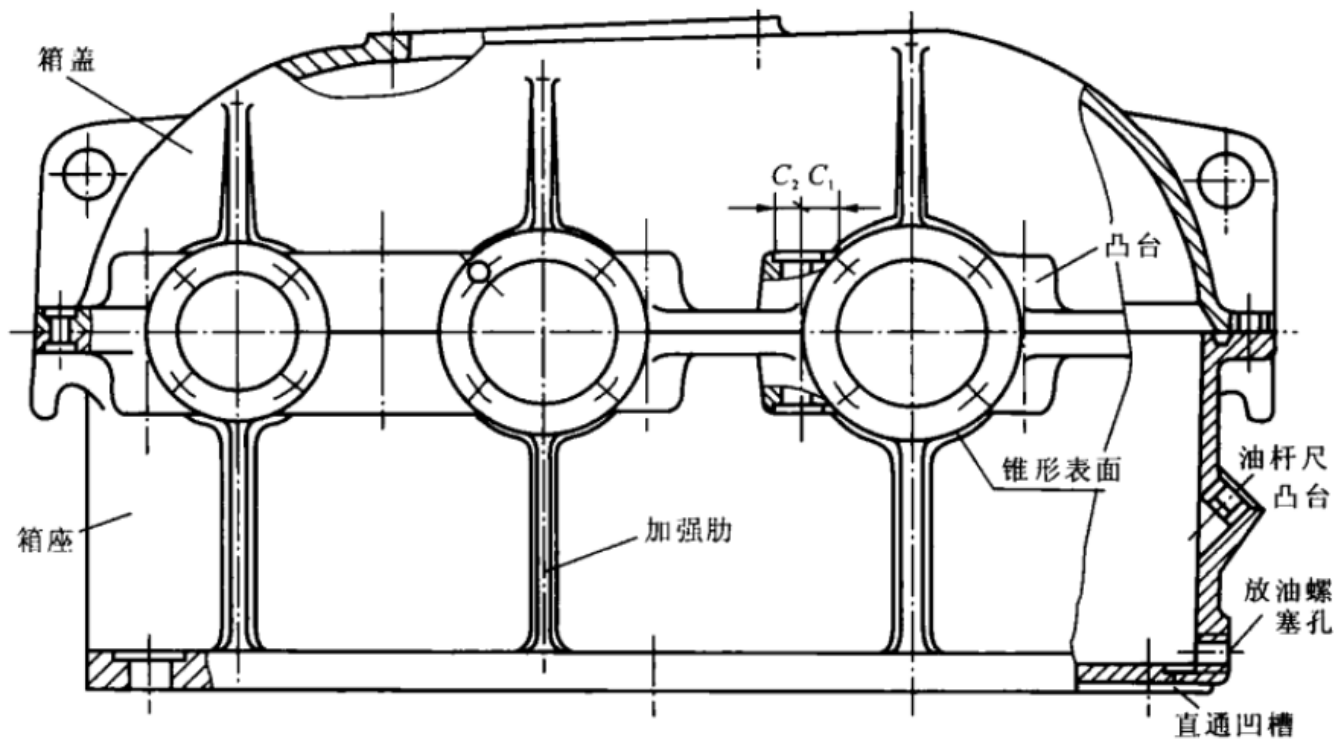


图 13-12 两级圆柱齿轮减速器箱体(剖分式)

# 箱体的外观造型

- 常见的两级圆柱齿轮减速器，其箱体为剖分式结构，分为箱盖、箱座两部分。

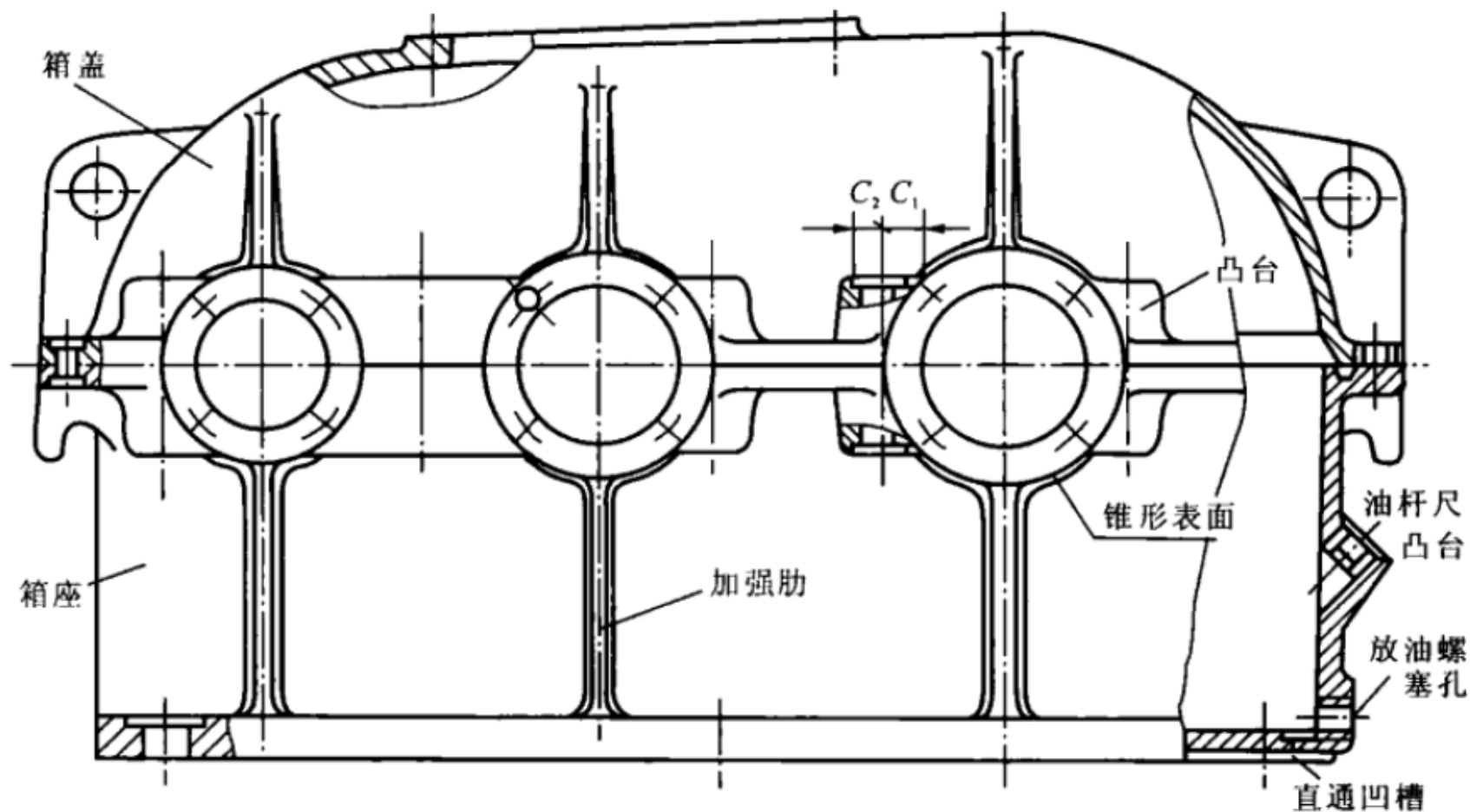


图 13-12 两级圆柱齿轮减速器箱体(剖分式)



# 箱体的外观造型

- 箱盖顶面成弧形，与内部齿轮的顶圆相适应，造型美观，并能节省材料，减小体积。
- 箱座内腔呈长方形，用于存储润滑油。

- 箱座的高度比箱盖略高，且与基础相连的底面较宽，所以各部分尺寸的比例协调，稳定性好。

- 轴承座部分要安放轴承并承受支反力，所以其宽度和厚度较大，而且其外表面是环形的，与箱盖的形状统一。

- 箱盖与箱座结合面设计有凸缘，以利于连接和密封。

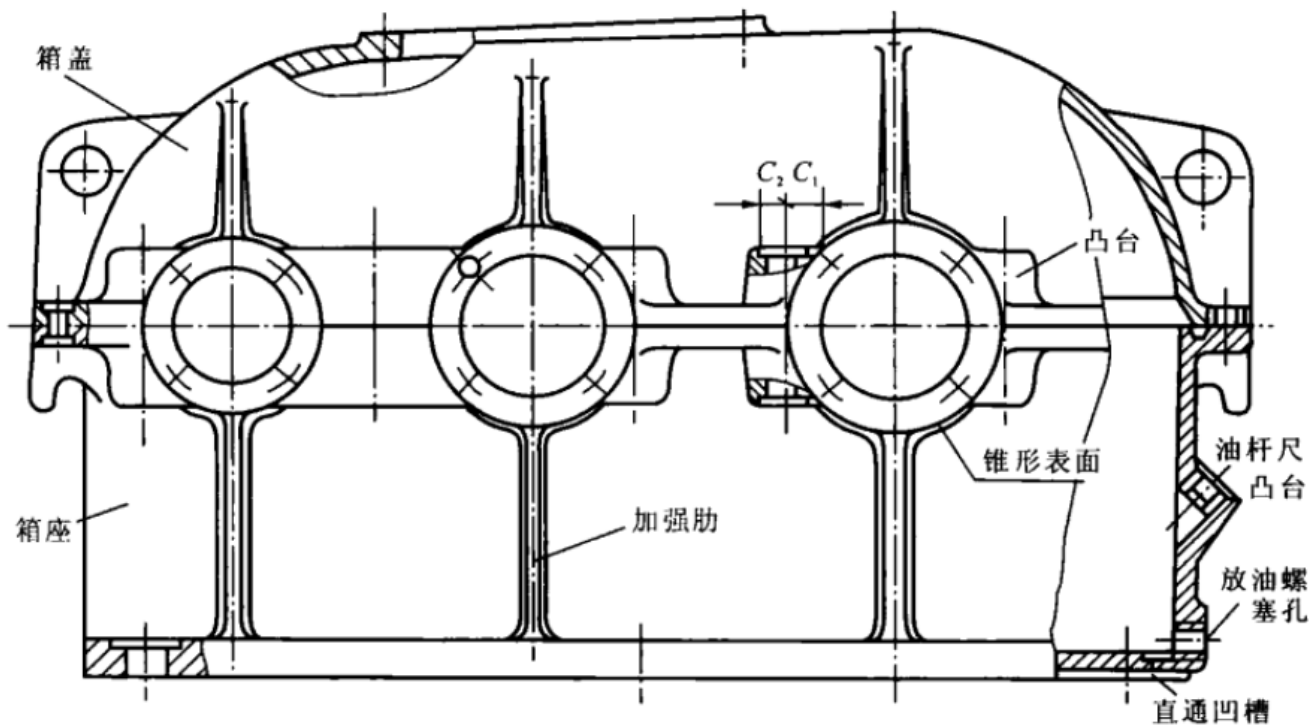


图 13-12 两级圆柱齿轮减速器箱体(剖分式)

## 箱体的外观造型

- 所示为另一种箱体造型
  - 图中只画出了箱座
  - 轴承座及其肋片内置，地脚螺栓处采用内凹结构，箱盖与箱座的连接采用长螺钉
  - 这种减速器箱体外观简洁，形状变形少，内腔容积大，储油量多，但重量较大，铸造工艺较复杂，适合于较轻型的减速器

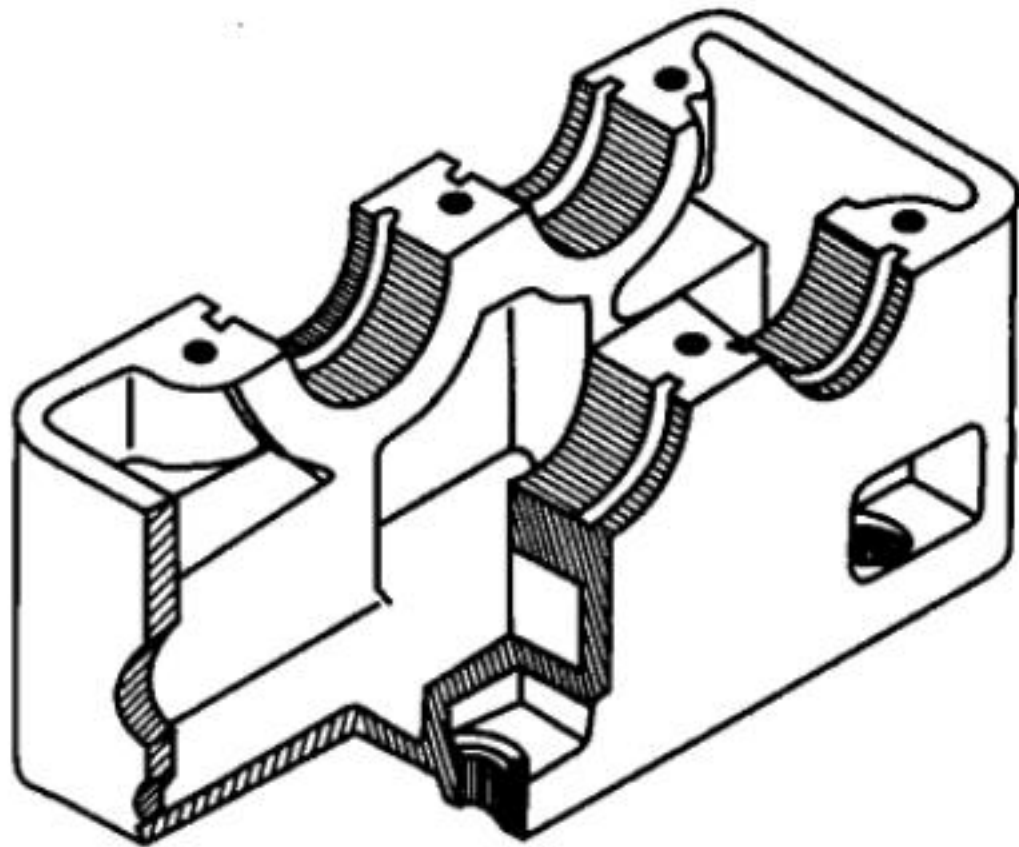


图 13-13 轴承座内置的箱体结构

# 提高箱体的刚度

- 箱体的工作能力主要取决于刚度，其次是强度。如何提高箱体的刚度是设计者首先要考虑的问题。一般来说，增加壁厚可以提高箱体的刚度，但这样会增加铸造的缺陷和箱体的重量。应在结构上采取相应措施以提高刚度。
- 最常用的措施是在受力较大的部位设置加强肋，这样既可增大箱体的刚度和强度，又不会明显增加重量。
- 如图13-12所示，轴承承受较大的支反力，在箱座和箱盖上设置加强肋，显著地提高了轴承座的支承刚度。同时，轴承座外表面呈锥形，有利于提高弯矩作用下的刚度

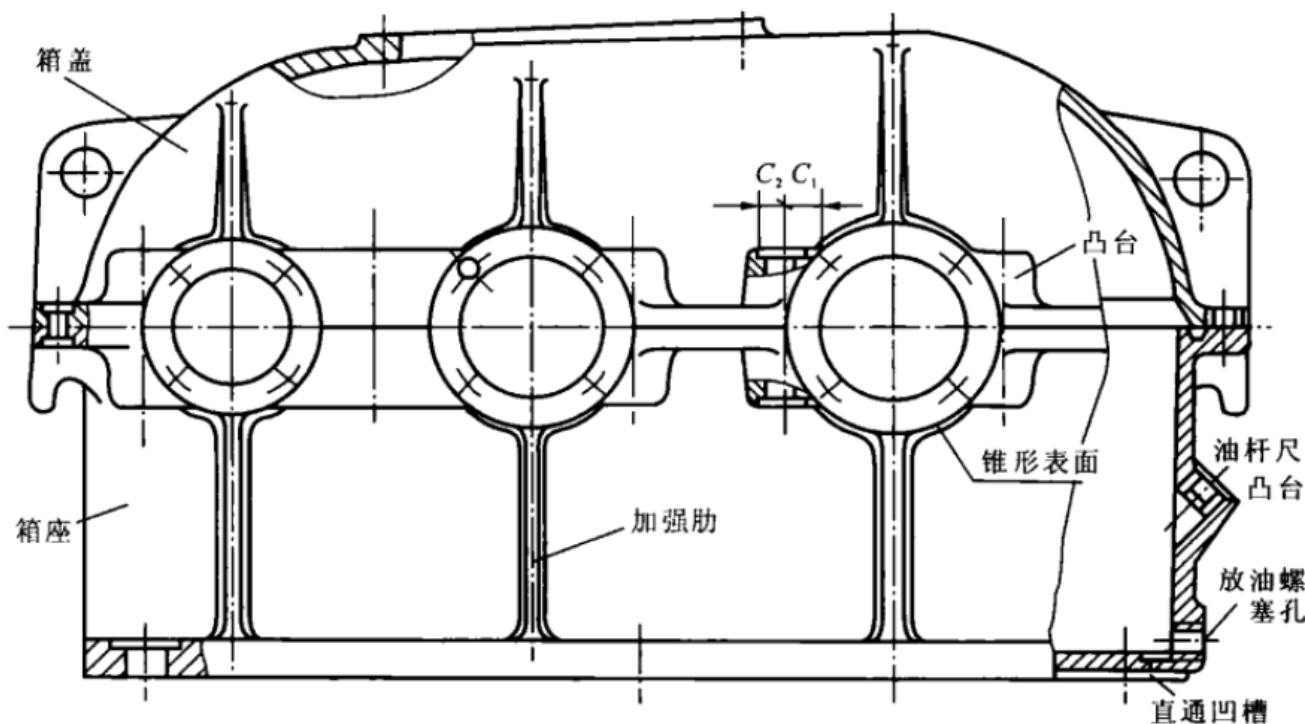


图 13-12 两级圆柱齿轮减速器箱体(剖分式)

# 提高箱体的刚度

- 图13-14所示设计不合理，箱座的侧壁位于底面凹槽上，支撑刚度不足。凹槽的宽度应小于箱体内腔的宽度。
- 为提高结合面的连接刚度，除保证结合面足够的加工精度外，连接螺栓应尽量靠近力作用点。

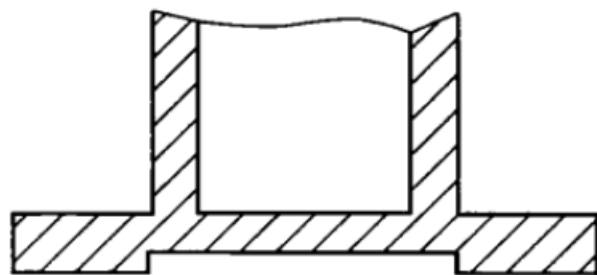


图 13-14 箱座底面刚度不足

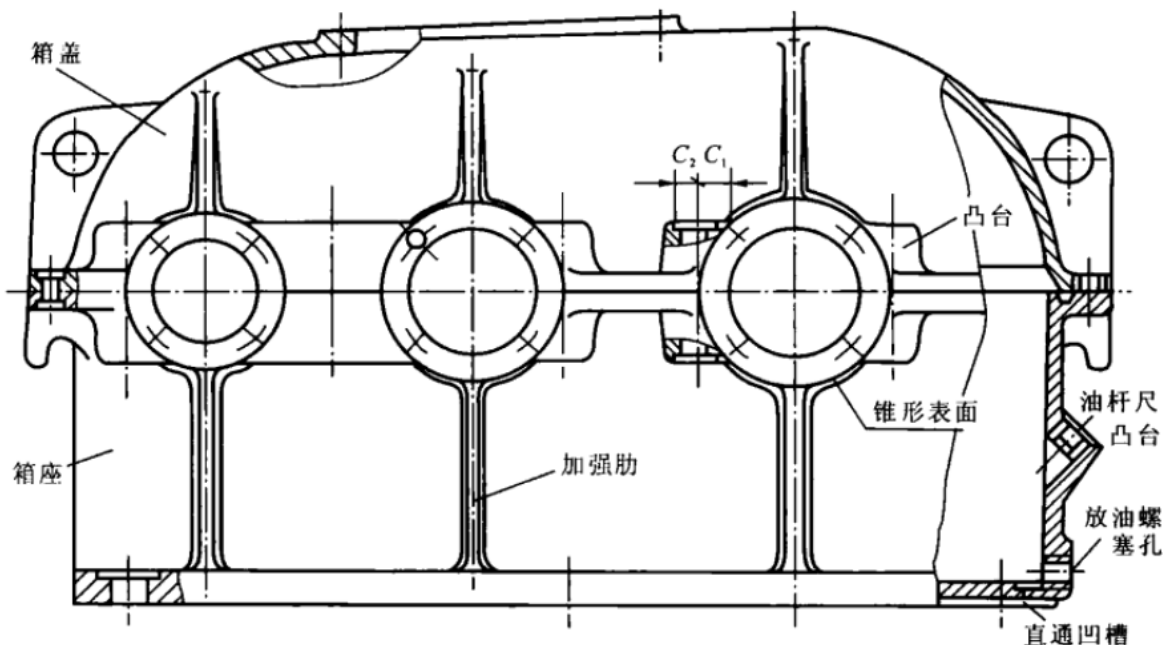


图 13-12 两级圆柱齿轮减速器箱体(剖分式)

- 如图13-12所示，为使螺栓靠近轴承中心，轴承旁设置了凸台。

## 提高箱体的刚度

- 整体式箱体有利于提高刚度。
  - 图13-15所示为整体式蜗杆减速器箱体
  - 箱盖与箱座融为一体，省去了中间连接，整体刚度大为提高
- 由于箱体类零件形状复杂，外界的影响因素又很多，因而很难用数学分析方法准确计算箱体的变形和应力。
  - 在不太重要的场合，常利用经验或类比的方法进行箱体的结构设计，而略去了对刚度、强度的分析与校核，当然这种方法带有一定的盲目性。
  - 对于重要场合使用的箱体，还需要用模型或实物进行实测试验，资料充分时也可采用精确的计算方法—有限元法来分析应力和变形，以便进一步修改箱体的结构和尺寸。

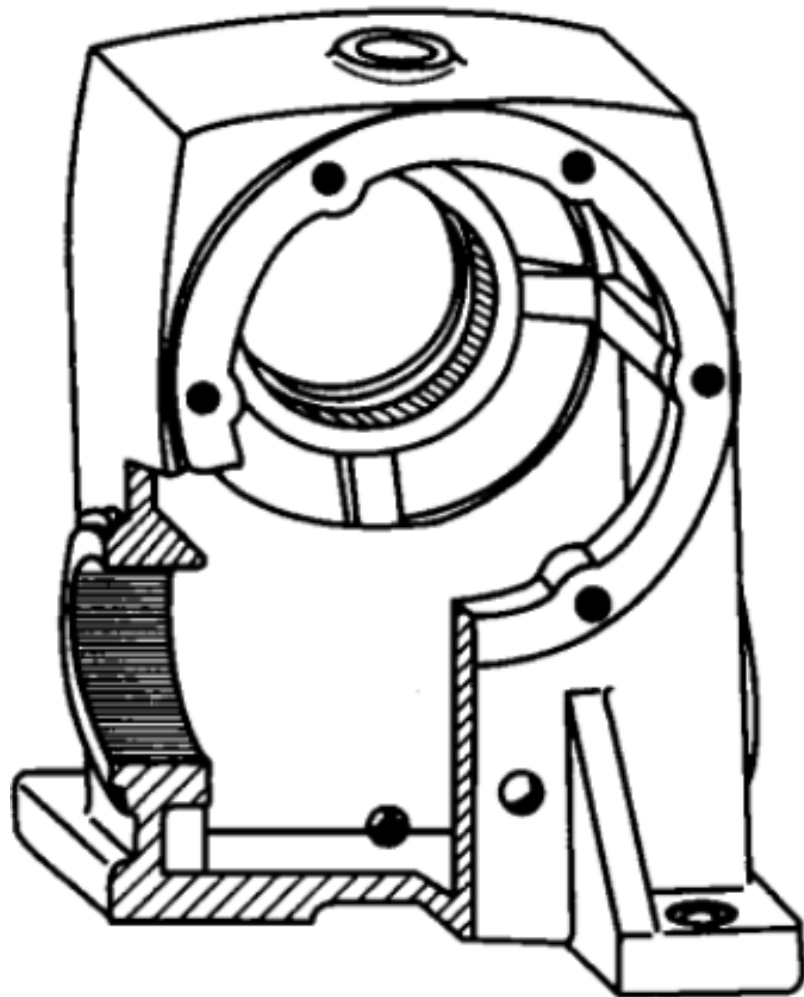


图 13-15 整体式箱体

## 箱体的加工工艺性

### 铸造工艺性

#### 1) 合理选择壁厚

箱体的壁厚除需满足刚度、强度的要求外，还要考虑铸造工艺的限制，保证浇铸时液态金属能通畅地流满铸型

#### 2) 设置拔模斜度

#### 3) 简化铸造工艺

一般减速器箱体壁厚不应小于8mm，加强肋的厚度可取主壁厚的0.6~0.8倍

另外，箱体各部分的厚度应尽可能均匀，以防止铸造时因冷却速度不一致而产生缩孔

# 箱体的加工工艺性

## 铸造工艺性

- 1) 合理选择壁厚
- 2) 设置拔模斜度
- 3) 简化铸造工艺

在拔模方向上规定适当的拔模斜度，以利于拔模

如图13-12所示，轴承旁的凸台、加强肋、箱壁等均有拔模斜度

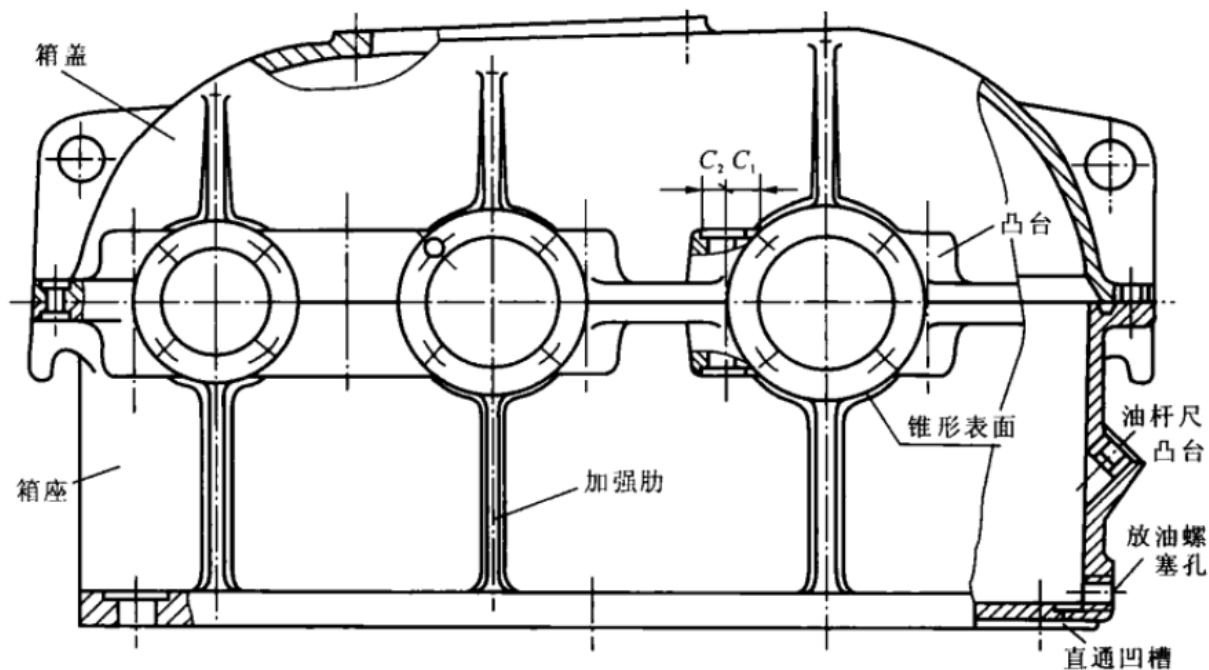


图 13-12 两级圆柱齿轮减速器箱体(剖分式)

# 箱体的加工工艺性

## 铸造工艺性

- 1) 合理选择壁厚
- 2) 设置拔模斜度
- 3) 简化铸造工艺

尽量少用活块，便于木模和砂型制作

图13-16是箱座吊钩的一种结构，吊钩沿拔模方向凸起，木模制作时需设置活块，工艺复杂。若无特殊要求（如需要增大吊钩强度），应采用图13-12所示的结构

图13-13所示的箱体外观虽然整洁，但其轴承座、加强肋等都在箱体内部，铸造工艺要比图13-12所示箱体复杂。

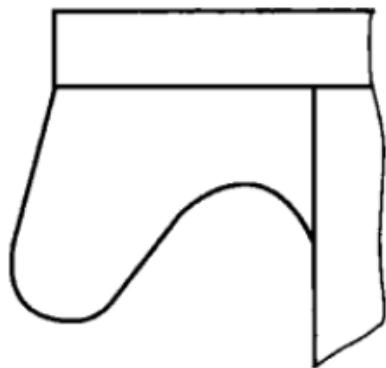


图 13-16 凸起的吊钩

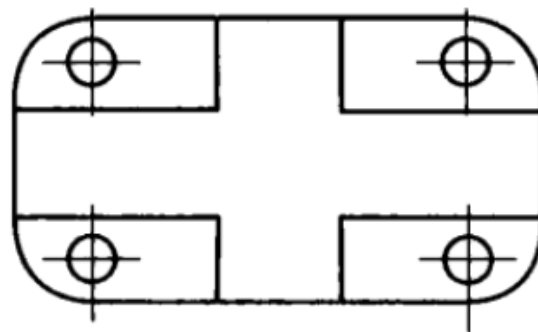


图 13-17 箱座底面为十字凹槽



# 机加工工艺性

- 铸造箱体的结合面、箱座底面、轴承座端面等均需铣削加工
  - 结构设计时，应有利于加工，并注意使加工面积尽量少，以节约工时，减少刀具磨损。为此，箱盖、箱座的结合面通常是水平面，并与底面平行，铣削时工件易于定位
  - 箱座底面通常设计成中间直通凹槽（见图13-12）或十字凹槽（见图13-17）形式，以减少加工面，提高接触的稳定性
  - 轴承座端面应比结合面凸缘侧面突出5~8mm，以保证加工面与非加工面严格分开
  - 同样，安装放油螺塞、视孔盖处设计成凸台，以便于铣削加工
  - 由于剖分式箱体加工面多，故其机械加工量比整体式箱体要大

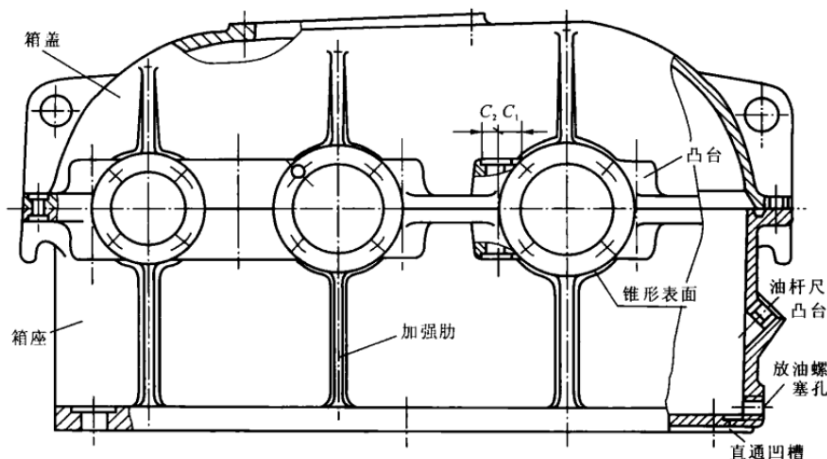


图 13-12 两级圆柱齿轮减速器箱体(剖分式)

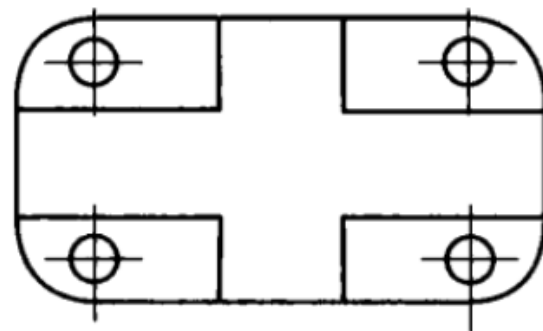


图 13-17 箱座底面为十字凹槽

## 机加工工艺性

- 箱体上通常有许多孔需要加工，如轴承座孔、螺栓孔等，设计时应使孔加工工艺性良好
  - 支撑同一根轴的两轴承座孔一般直径应相同（即使两轴承受力差别较大也应如此），镗孔加工时一次完成，以减少刀具调整次数，保证同轴度要求
  - 轴承旁螺栓的凸台应一样高度，便于钻孔，且螺栓孔中心与箱体外壁应保持一定距离，以防止钻杆夹头与箱体发生干涉
  - 设计油尺凸台时应注意使其位置恰当，位置太低，则孔与油面接近，易造成漏油，太高又会使钻孔时钻杆与结合面凸缘相干涉
- 放油螺塞处需加工螺纹孔，为保证污油能排放干净，孔的下方母线应低于箱座内底面，为防止钻孔时因受力不均而使钻头引偏，需将钻出边的底面铸造出一个凹坑

## 便于装配

- 由前所述可知，箱体常设计成剖分式结构，且剖分面与各轴的中心线重合。虽然剖分式箱体结构较复杂，机加工工作量大，但是这种箱体便于内部零件的装拆

以图13-12所示的减速器为例，装配时先将齿轮、套筒、轴承等装在轴上形成轴系部件，然后一起放在箱座的轴承座孔内，再合上箱盖

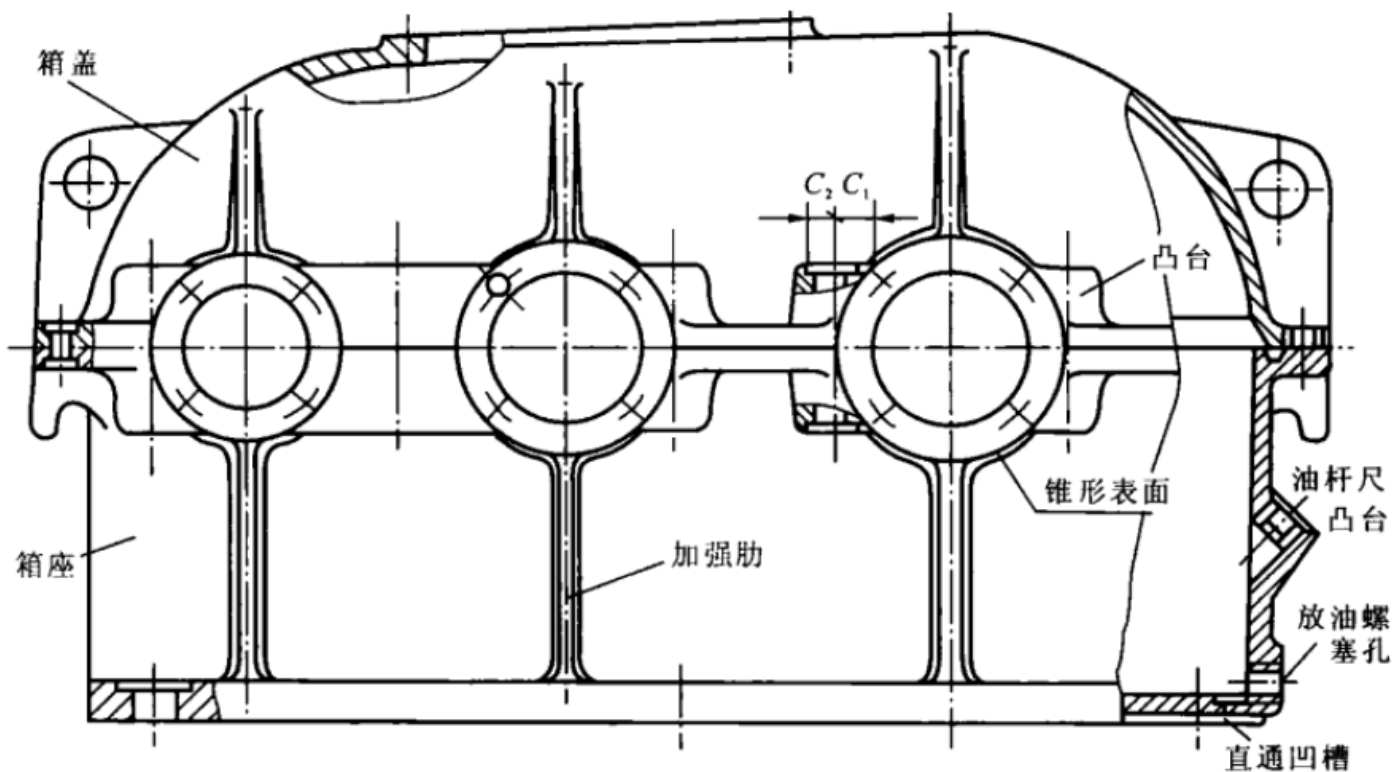


图 13-12 两级圆柱齿轮减速器箱体(剖分式)

## 便于装配

- 由前所述可知，箱体常设计成剖分式结构，且剖分面与各轴的中心线重合。虽然剖分式箱体结构较复杂，机加工工作量大，但是这种箱体便于内部零件的装拆

图13-15所示的整体式箱体内  
部零件装配较困难。

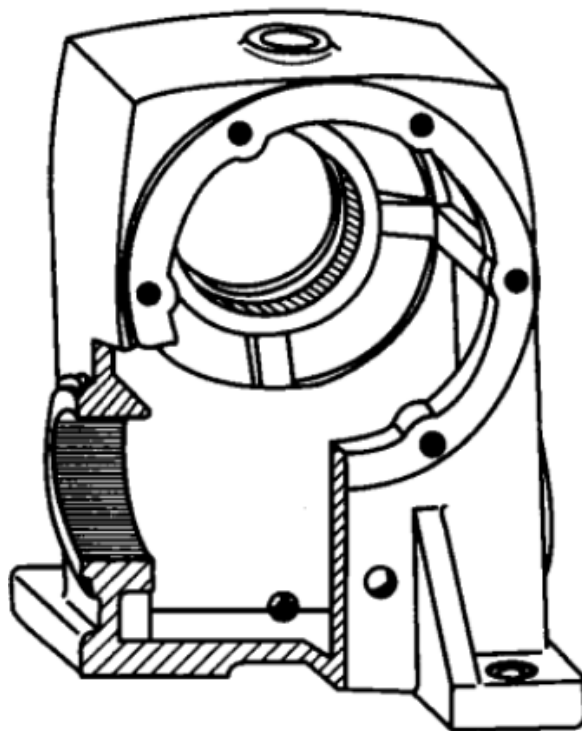


图 13-15 整体式箱体

# 便于装配

- 对于螺栓连接，要保证足够的扳手空间，以利于装拆。

比如设计轴承旁凸台时，应使螺栓孔中心到轴承座外表面和到箱体外表面的距离满足拧动螺母时安放扳手的要求（见图13-12），图中距离 $C_1$ 、 $C_2$ 根据螺栓直径查有关规范。

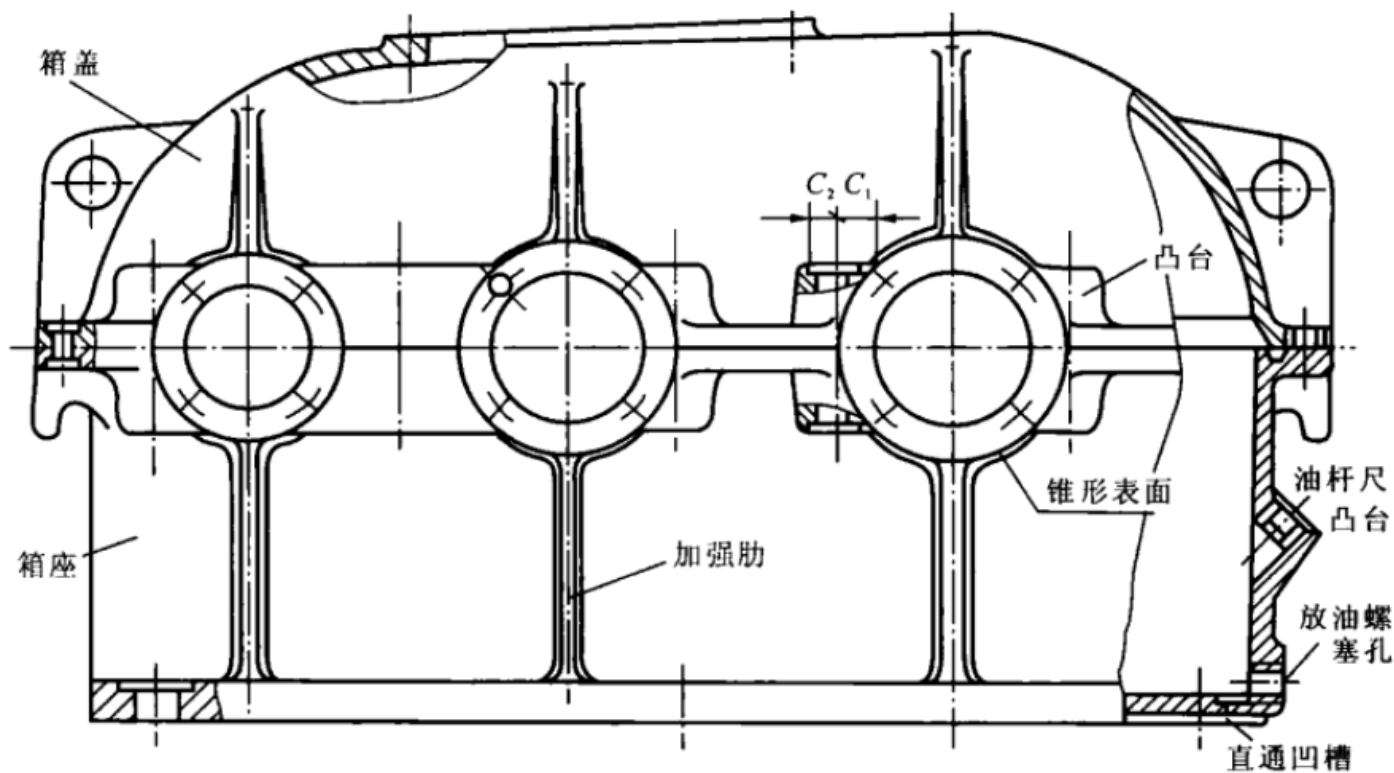


图 13-12 两级圆柱齿轮减速器箱体(剖分式)

## 便于装配

- 为了保证轴承座孔的镗削精度和每次装拆后的装配精度，箱盖与箱座之间需用两个定位销定位。
  - 定位销间的距离愈远，定位精度愈高，故定位销常在结合面凸缘上对角布置
  - 对于某些完全对称的箱盖（如单级蜗杆减速器），两定位销至箱盖对称线的距离应不相等，以防止装配时发生 $180^\circ$  反向安装，确保配对的上、下两半轴承座孔与加工时相同，保持原有的位置精度。

## 支承部件的结构设计

- 机器中的轴系大多采用滚动轴承支承
  - 滚动轴承类型的选择、轴承的布置及支承结构设计等对轴系受力、固定、运转精度、轴承寿命、机器性能等都起着至关重要的作用
- 滚动轴承支承部件的功能要求
  - 滚动轴承支承部件的功能要求支承部件的主要功能是：对轴系回转零件起支承作用，并承受径向和轴向作用力，保证轴系部件在工作中能正常地传递轴向力，以防止轴系发生轴向窜动而改变工作位置
  - 为满足功能要求，必须对滚动轴承支承部件进行轴向固定

# 滚动轴承支承部件的功能要求

所示为一种最简单也最常用的固定方法：两端固定，基本上满足了支承部件的功能要求

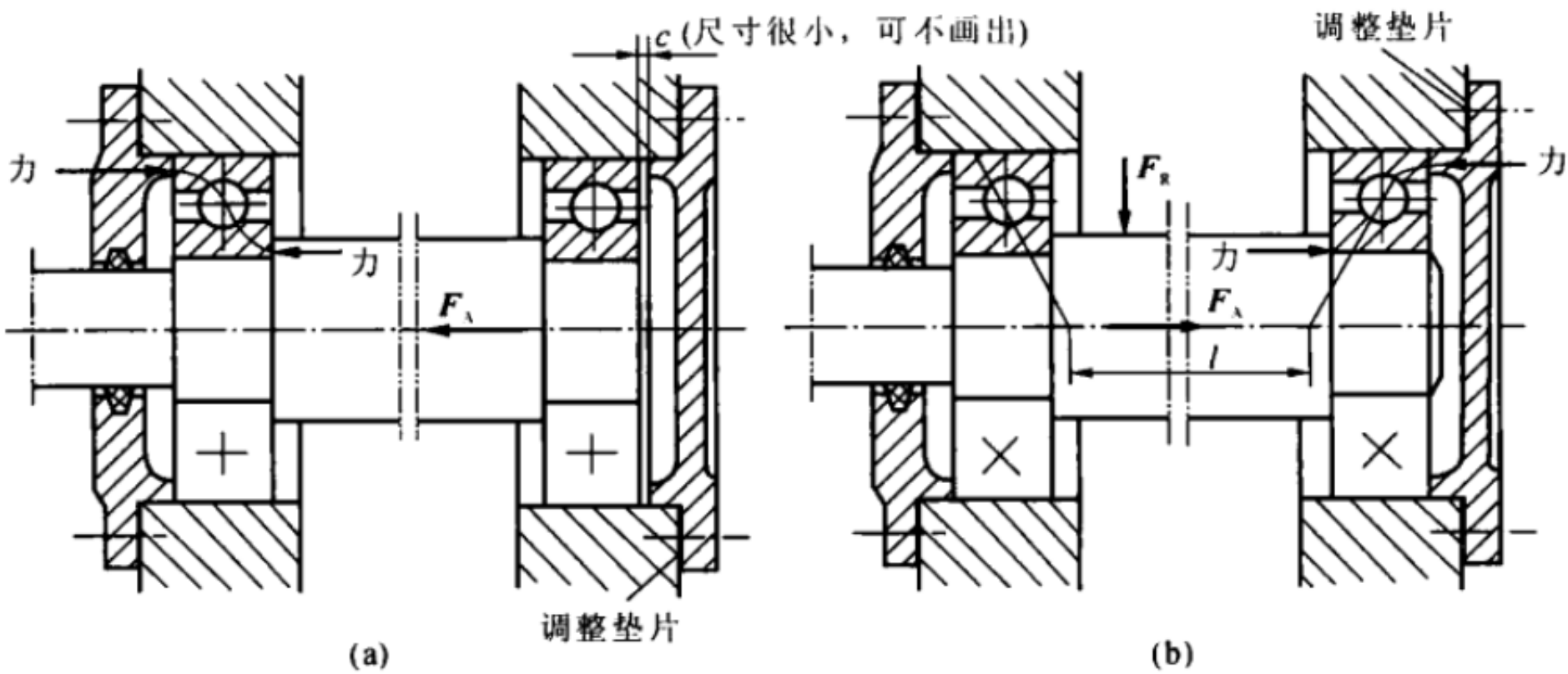


图 13-18 滚动轴承的两端固定

(a) 深沟球轴承组合; (b) 角接触轴承组合



每个支点的外侧各有一个顶住轴承外圈的轴承盖，它通过螺钉与机座连接，每个轴承盖限制轴系一个方向的轴向位移，合起来就限制了轴的双向位移。

轴向力  $F_A$  的力流路线如图所示，它是通过轴肩、内圈、外圈及轴承盖来实现的。

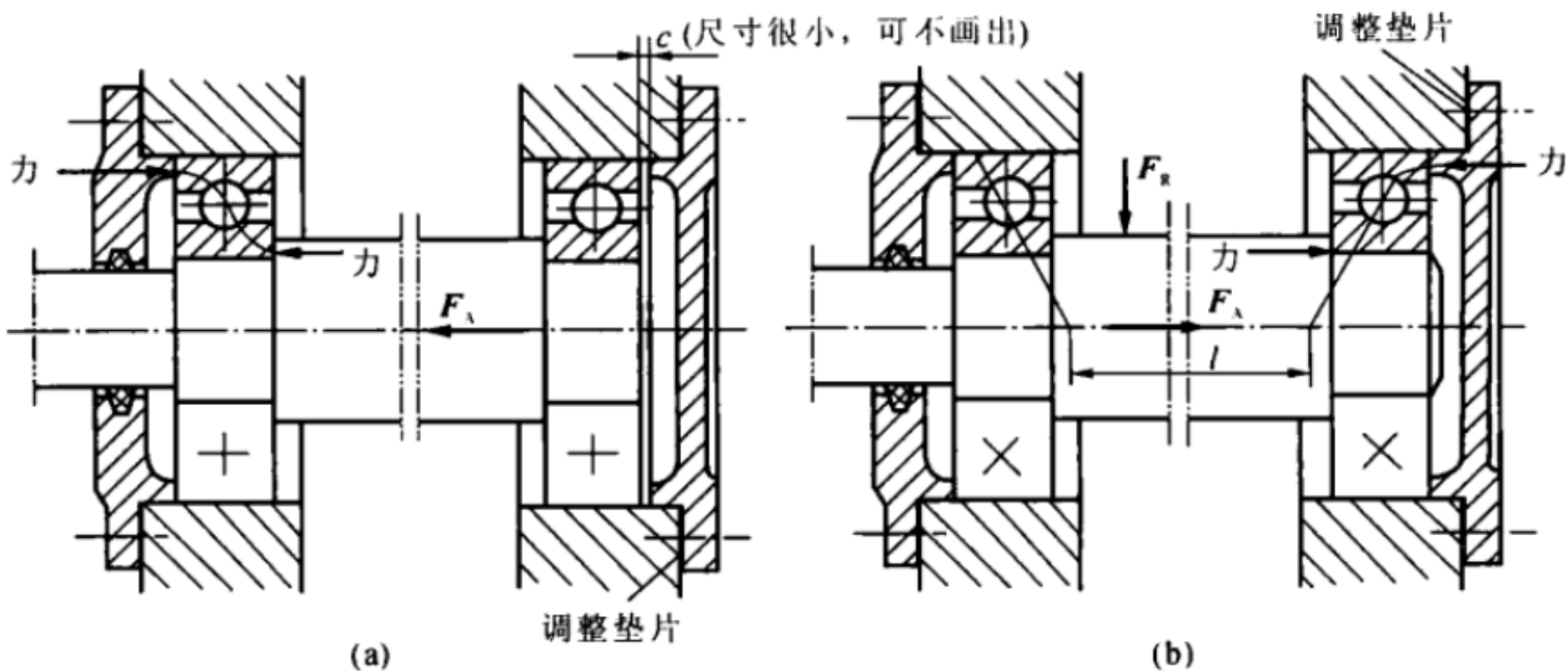


图 13-18 滚动轴承的两端固定

(a) 深沟球轴承组合; (b) 角接触轴承组合

图13-18(a)所示为采用深沟球轴承的结构，只能承受少量的轴向力；  
图13-18(b)所示为采用角接触轴承的结构，可承受较大的轴向力。

这种支承形式属功能集中型，每个轴承均承受径向力、轴向力的复合作用，  
简化了支承结构。

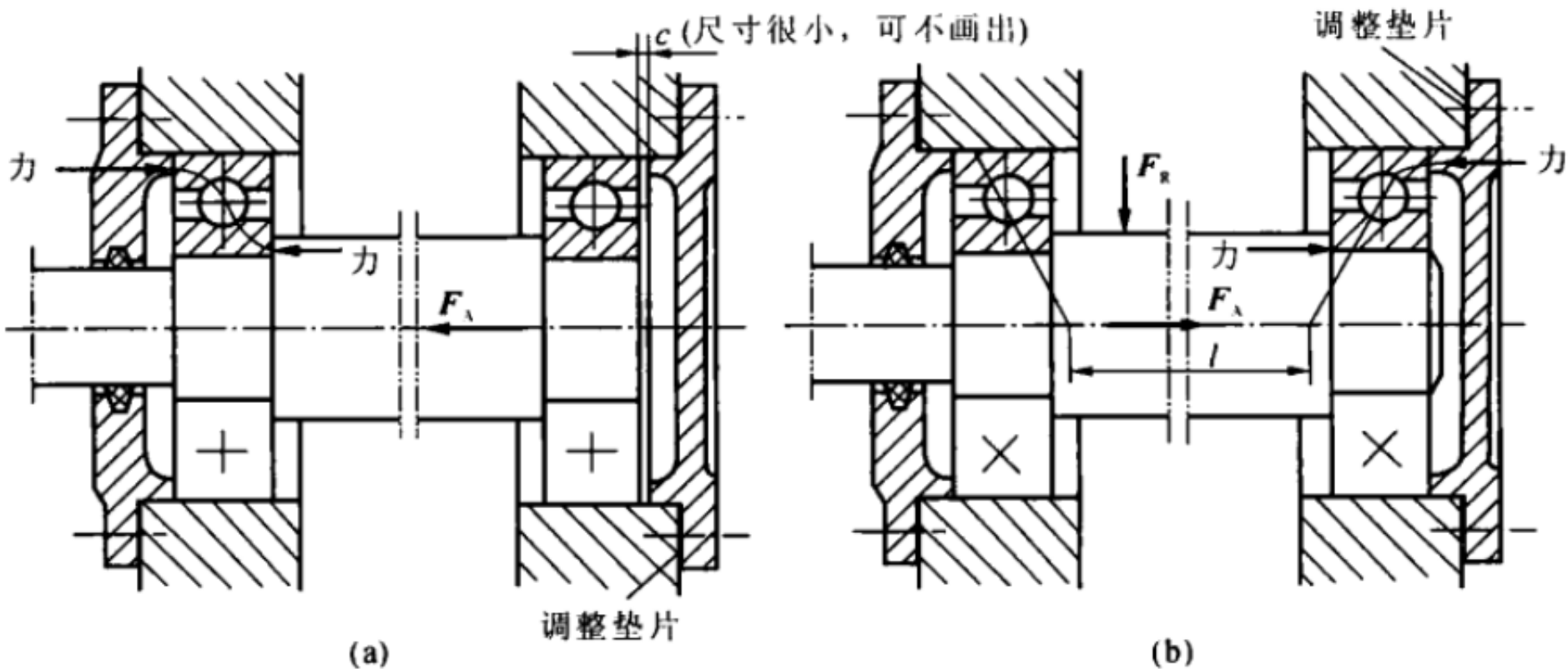


图 13-18 滚动轴承的两端固定

(a) 深沟球轴承组合；(b) 角接触轴承组合

对于作用力较大的支承，为保证轴承工作能力的充分发挥及有利于轴承的寿命计算，应根据结构设计准则采取任务合理分配的支承形式。

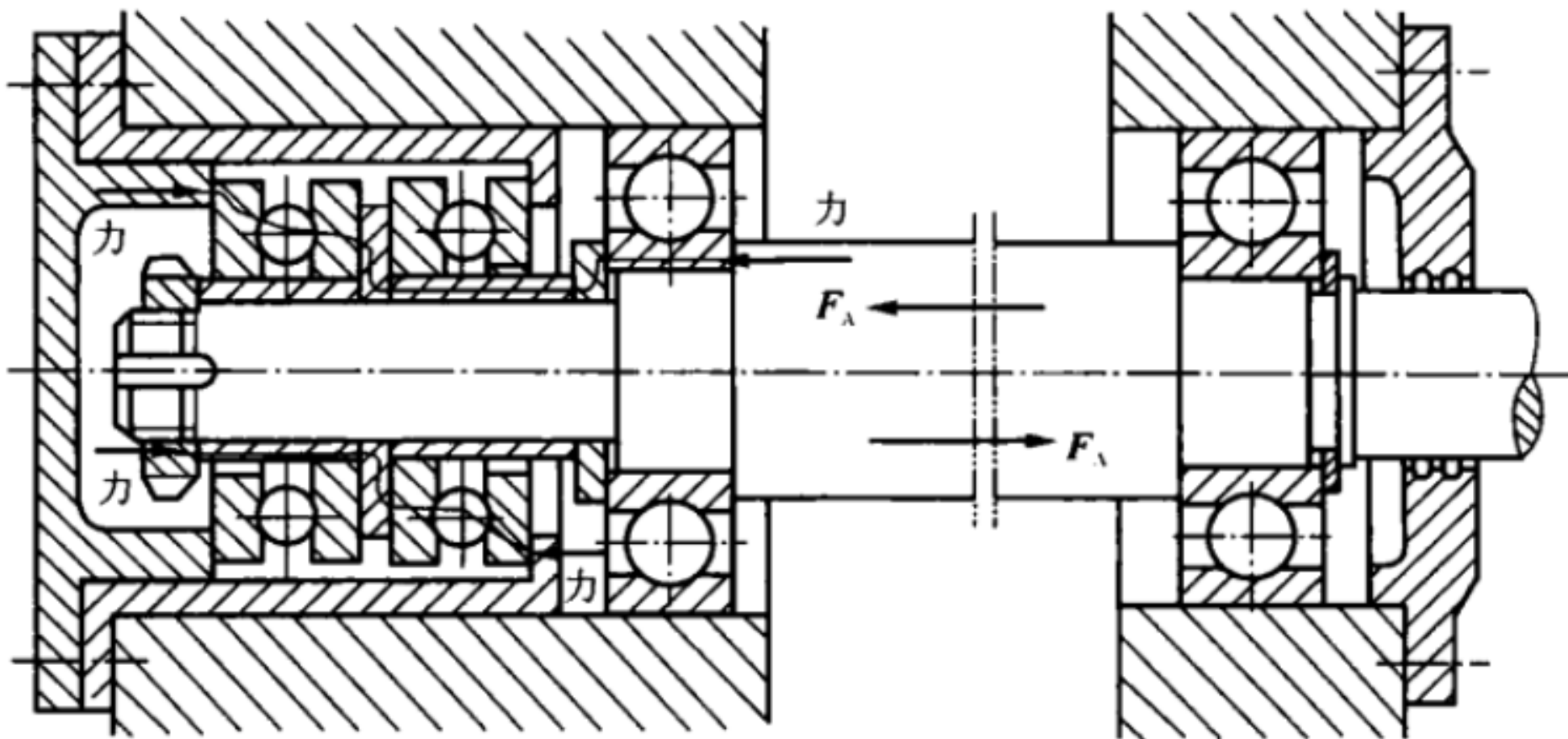


图 13-19 任务合理分配的支承结构

如图13-19所示，左端支点由一个深沟球轴承和两个推力球轴承组成。工作时，两支点的深沟球轴承只需承受径向力，推力球轴承则承受左、右两个方向的轴向力。图中分别显示了轴向力  $F_A$  向左和向右时的力流路线。这种支承结构功能明确、力流关系清楚，有利于提高轴承的使用寿命。缺点是结构较复杂、庞大。

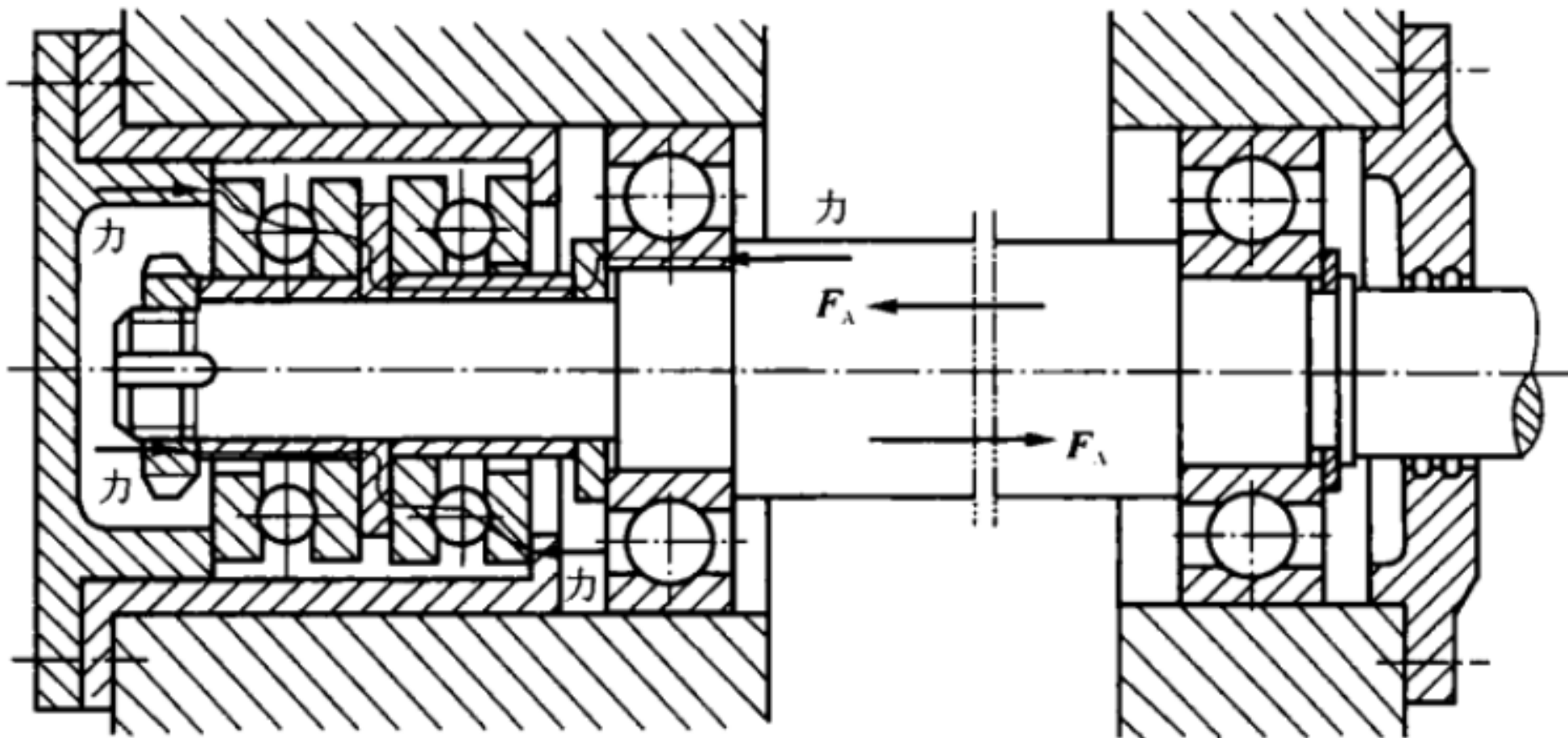


图 13-19 任务合理分配的支承结构

图13-20所示为人字齿轮传动，啮合时齿轮的轴向力相互抵消。

当大齿轮轴两端固定以后，小齿轮轴的轴向工作位置靠轮齿的形锁合来保证。另外，由于加工误差，齿轮两侧螺旋角不易做到完全一致，为使轮齿受力均匀，啮合传动时，应允许小齿轮轴系能少量的轴向移动，故此时小齿轮轴系沿轴向不应固定。

图中小齿轮轴两端均选用圆柱滚子轴承，这种轴承内、外圈可相互错动，不会限制轴的位移。

但为防止轴承因振动而松脱，对这种轴承的内、外圈应分别进行轴向固定，如图中内圈靠轴用弹性挡圈固定，外圈则靠孔用弹性挡圈及轴承盖固定。

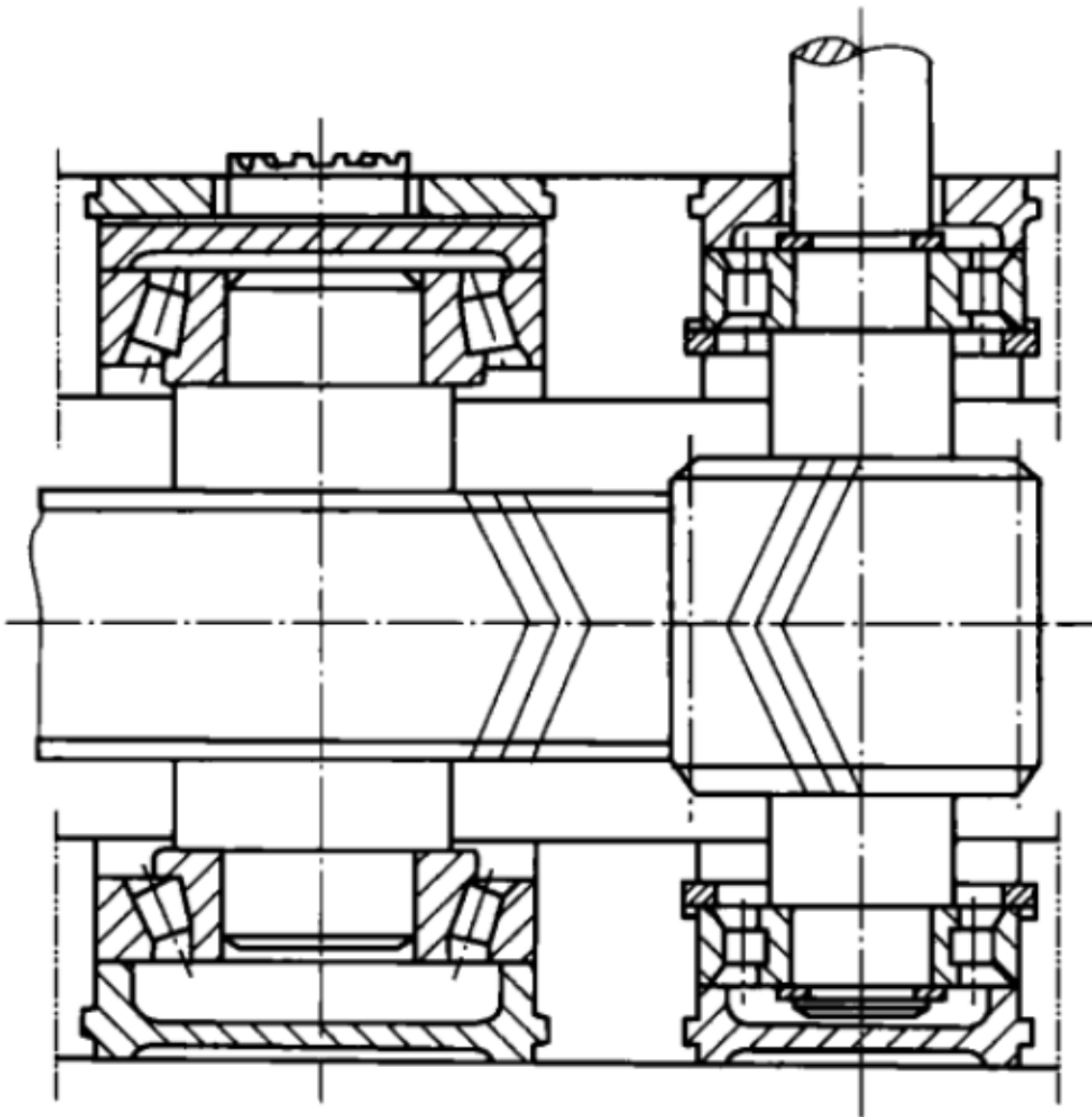


图 13-20 人字齿轮的支承结构

由上述支承结构可知，固定轴系就是对滚动轴承进行轴向固定，其方法都是通过内圈与轴的紧固、外圈与座孔的紧固来实现的。

轴承内圈的紧固应根据轴向力的大小选用轴端挡圈（见图13-21(a)）、圆螺母（见图13-21(b)）、轴用弹性挡圈（见图13-21(c)）等，图13-21(d)为紧定衬套与圆螺母结构，用于光轴上轴向力和转速都不大的调心轴承。

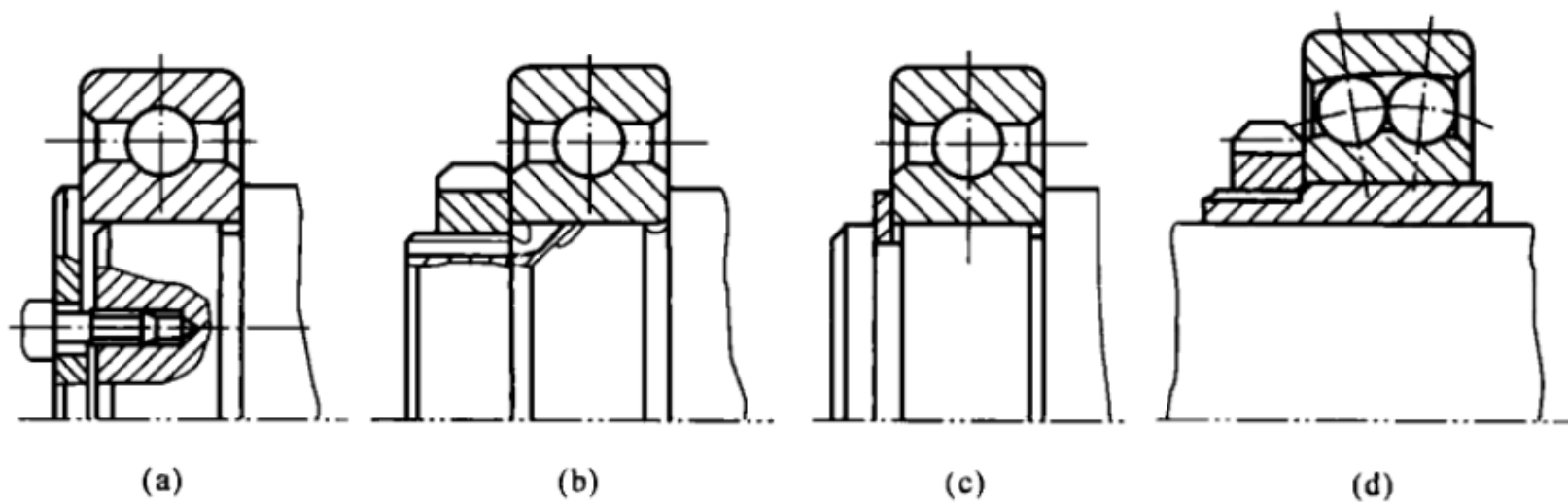


图 13-21 轴承内圈常用的轴向紧固方法

(a) 用轴端挡圈固定；(b) 用圆螺母固定；

(c) 用轴用弹性挡圈固定；(d) 紧定衬套与圆螺母结构

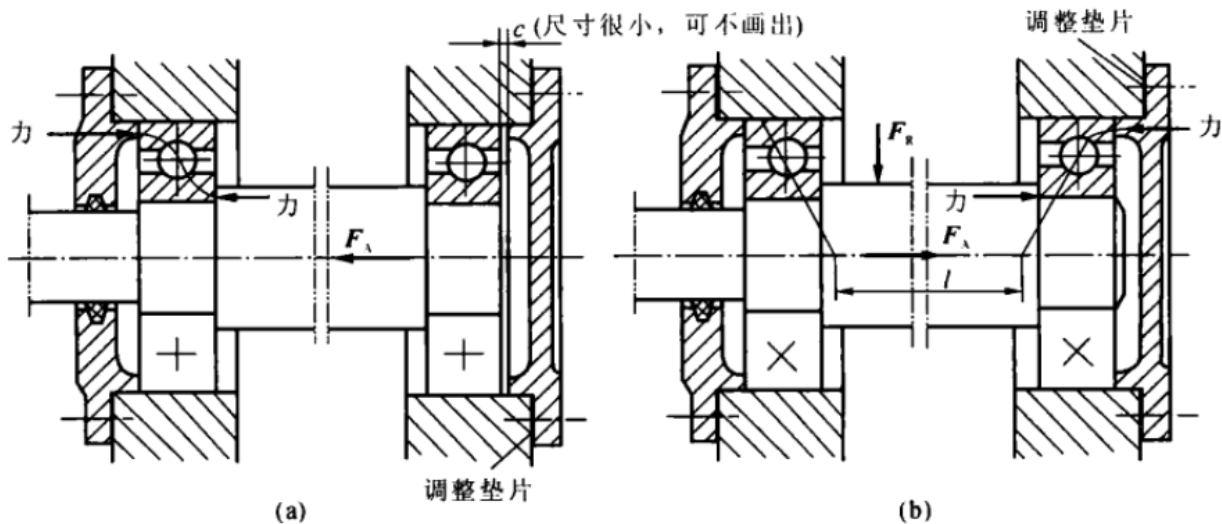


图 13-18 滚动轴承的两端固定

(a) 深沟球轴承组合; (b) 角接触轴承组合

一般来说, 当轴系采用图 13-18 所示的两端固定支承形式时, 轴承内圈不需采取上述的紧固措施。

轴承外圈的紧固常采用轴承盖、孔用弹性挡圈、座孔凸肩、止动环等结构措施 (见图 13-22)。

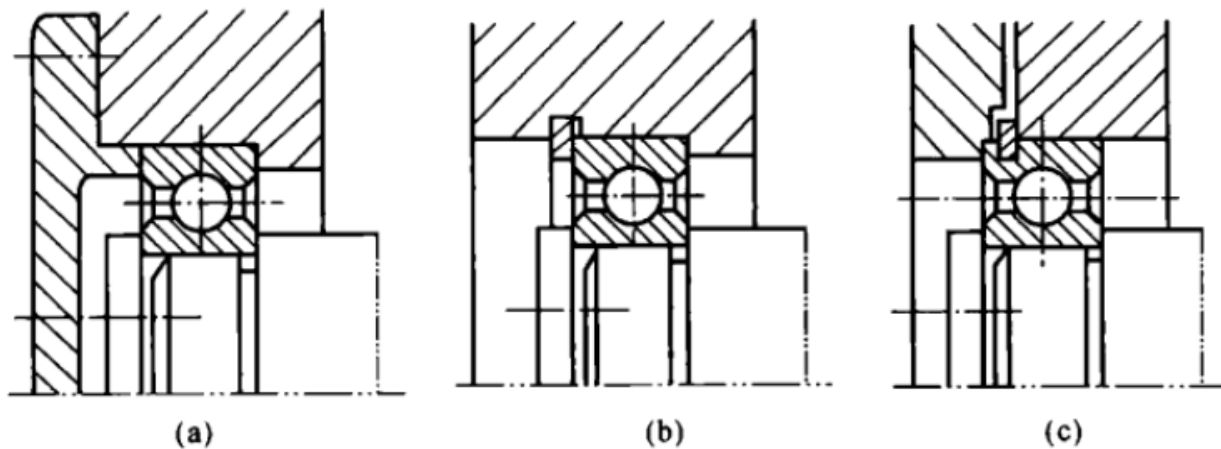


图 13-22 轴承外圈常用的轴向紧固方法

(a) 用轴承盖紧固; (b) 用孔用弹性挡圈与凸肩紧固; (c) 用止动环紧固

## 考虑热膨胀时支承部件的结构设计

- 轴系部件工作时，由于功率损失会使温度升高，轴受热后伸长，从而影响轴承的正常工作。因此，支承部件结构设计时必须考虑热膨胀问题。
- 预留轴向间隙：**对于图13-18所示的两端固定结构形式，其缺陷是显而易见的

由于两支点均被轴承盖固定，当轴受热伸长时，势必会使轴承受到附加载荷作用，影响轴承的使用寿命

因此，两端固定形式仅适合于工作温升不高且轴较短的场合（跨距 $L \leq 400\text{m}$ ），还应在轴承外圈与轴承盖之间留出轴向间隙 $C$ ，以补偿轴的受热伸长

对于图13-18(a)所示的深沟球轴承，可取 $C=0.2\sim 0.4\text{mm}$ ，由于间隙较小，图上可不画出

对于图13-18(b)所示的角接触轴承，热补偿间隙靠轴承内部的游隙保证。

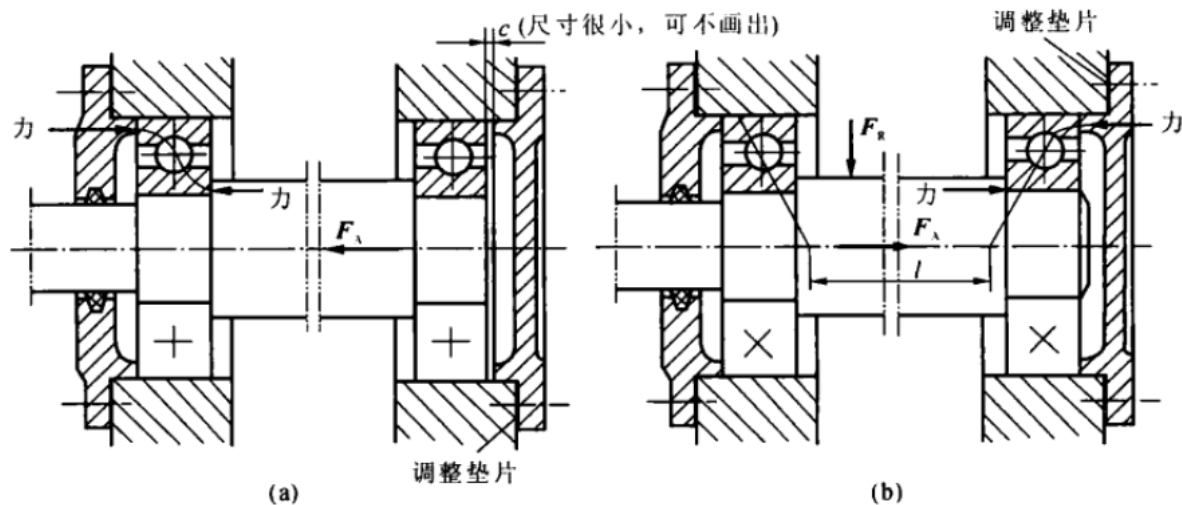
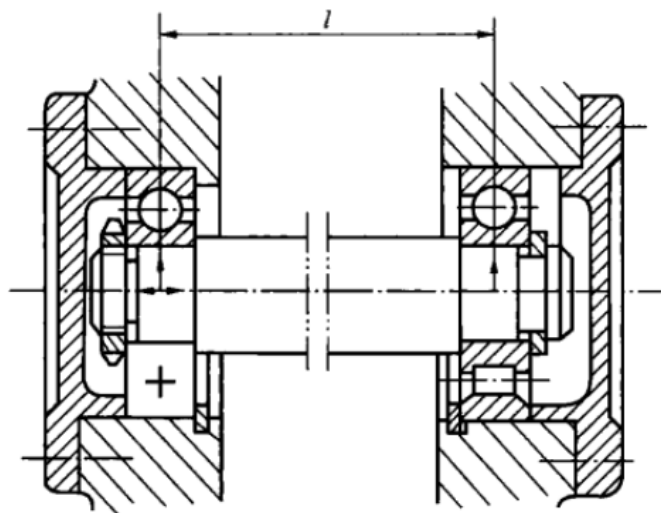


图 13-18 滚动轴承的两端固定  
(a) 深沟球轴承组合；(b) 角接触轴承组合



## 考虑热膨胀时支承部件的结构设计

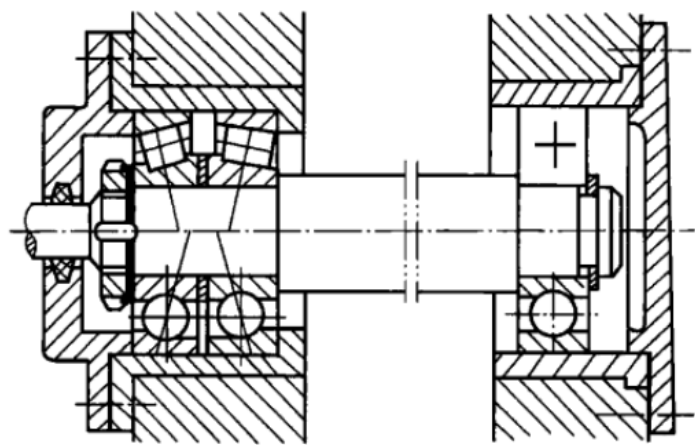
- 设置游动支点：**当轴较长（跨距  $L > 400 \text{ mm}$ ）且工作温升较高时，轴的热膨胀量大，预留间隙的方法已不足以补偿轴的伸长量。此时应设置一个游动支点，采取一端固定一端游动的支承形式。
- 如图13-23及图13-24所示，左端均为固定支点，承受双向轴向力；右端为游动支点，只承受径向力，轴受热伸长时可作轴向游动。设计时，应注意不要出现多余的或不足的轴向固定。



固定支点

游动支点

图 13-23 一端固定、一端游动支承(形式一)



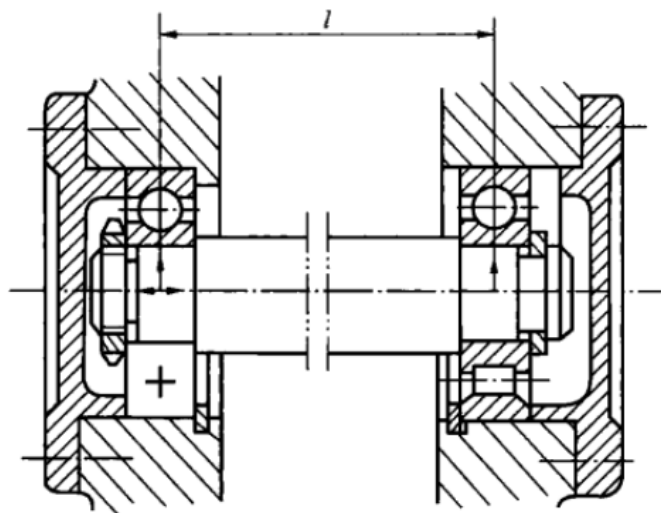
固定支点

游动支点

图 13-24 一端固定、一端游动支承(形式二)

## 考虑热膨胀时支承部件的结构设计

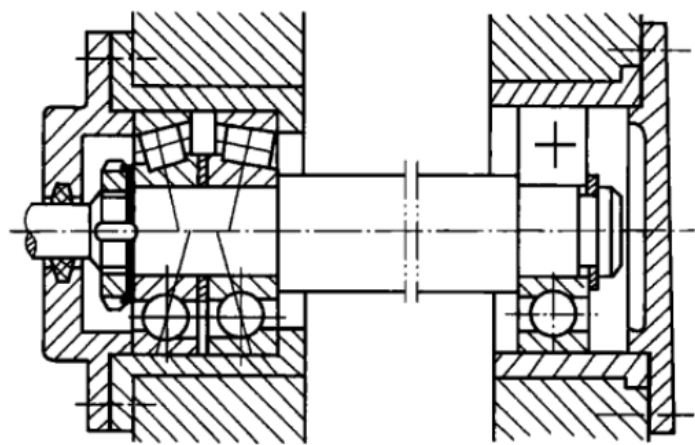
- 对于固定支点，轴向力不大时可采用深沟球轴承，如图13-23所示，其外圈左、右两面均被固定。图中上半部分靠轴承座孔的凸肩固定，这种结构使座孔不能一次镗削完成，影响加工效率和同轴度。轴向力较小时可用孔用弹性挡圈固定外圈，如图中下半部分所示。为了承受向右的轴向力，对固定支点的内圈也必须进行轴向固定。



固定支点

游动支点

图 13-23 一端固定、一端游动支承(形式一)



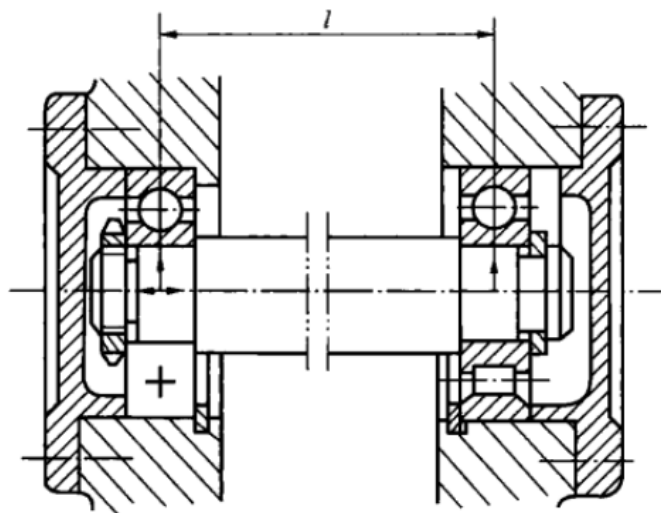
固定支点

游动支点

图 13-24 一端固定、一端游动支承(形式二)

## 考虑热膨胀时支承部件的结构设计

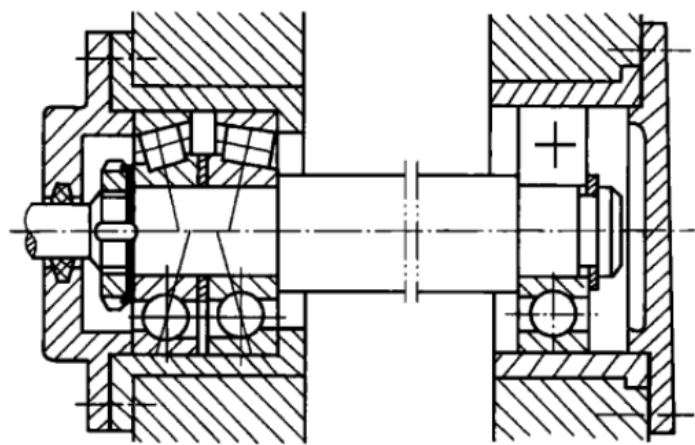
- 对于游动支点，常采用深沟球轴承，径向力大时也可采用圆柱滚子轴承（见图13-23中下半部分）。选用深沟球轴承时，轴承外圈与轴承盖之间留有较大间隙，使轴热膨胀时能自由伸长，但其内圈需轴向固定，以防轴承松脱。当游动支点选用圆柱滚子轴承时，因其内、外圈轴向可相对移动，故内、外圈均应轴向固定，以免外圈移动，造成过大错位。



固定支点

游动支点

图 13-23 一端固定、一端游动支承(形式一)



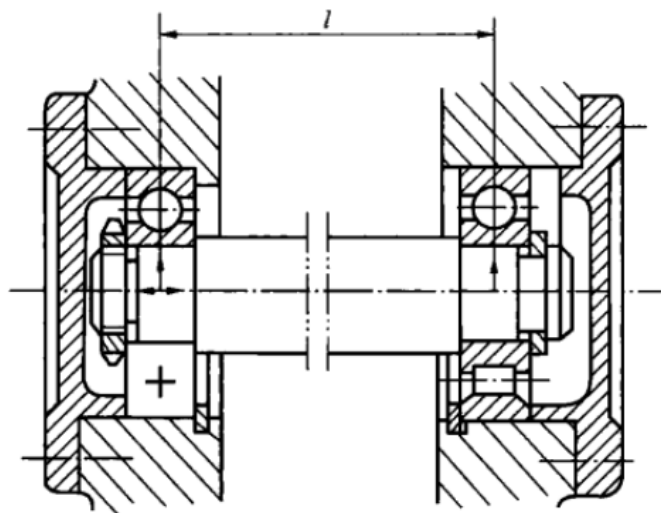
固定支点

游动支点

图 13-24 一端固定、一端游动支承(形式二)

## 考虑热膨胀时支承部件的结构设计

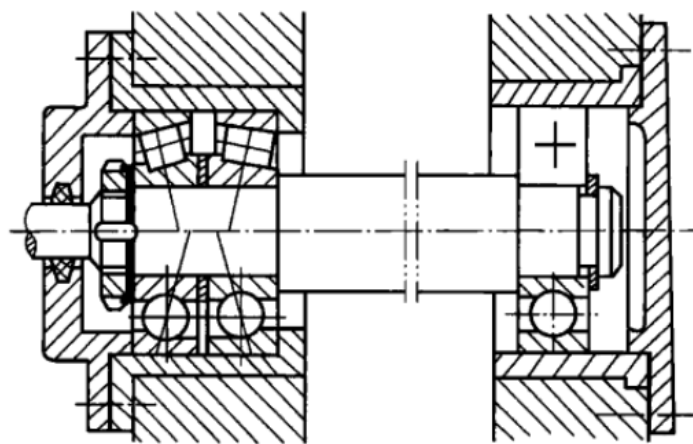
- 图13-24中固定支点采用两个角接触轴承（角接触球轴承或圆锥滚子轴承）对称布置，分别承受左、右两方向的轴向力，共同承担径向力，适用于轴向载荷较大的场合。为了便于装配调整，固定支点采用了套杯结构，此时，选择游动支点轴承的尺寸时，一般应使轴承外径与套杯外径相等，或在座孔内增加衬套（如图所示），以利于两轴承座孔的加工。



固定支点

游动支点

图 13-23 一端固定、一端游动支承(形式一)



固定支点

游动支点

图 13-24 一端固定、一端游动支承(形式二)

## 滚动轴承组合的调整

### • 轴承游隙的调整

- 为保证轴承正常运转，通常在轴承内部留有适当的轴向和径向游隙。
- 游隙的大小对轴承的回转精度、受载、寿命、效率、噪声等都有很大影响。
- 游隙过大，则轴承的旋转精度降低，噪声增大；游隙过小，则轴的热膨胀会使轴承受载加大，寿命缩短，效率降低。
- 因此，轴承组合装配时应根据实际的工作状况适当地调整游隙，并从结构上保证能方便地进行调整。

# 滚动轴承组合的调整

• 轴承游隙的调整：常用方法有以下三种。

1) 垫片调整：如图13-18(b)所示的角接触轴承组合，通过增加或减少轴承盖与轴承座间的垫片组的厚度来调整游隙。如图13-18(a)所示的深沟球轴承组合的热补偿间隙  $c$  也靠垫片调整。

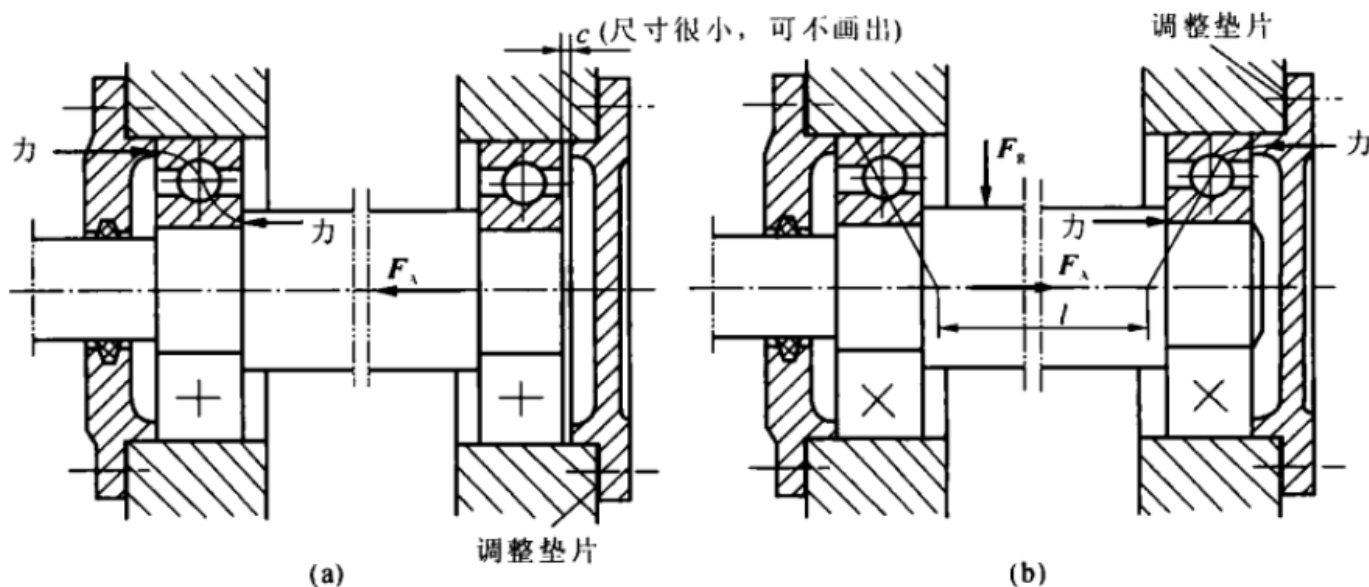


图 13-18 滚动轴承的两端固定

(a) 深沟球轴承组合; (b) 角接触轴承组合

## 滚动轴承组合的调整

• 轴承游隙的调整：常用方法有以下三种。

2) 螺钉调整：图13-25中用螺钉1和碟形零件3调整轴承游隙，螺母2起锁紧作用。用这种方法调整方便，但不能承受大的轴向力。

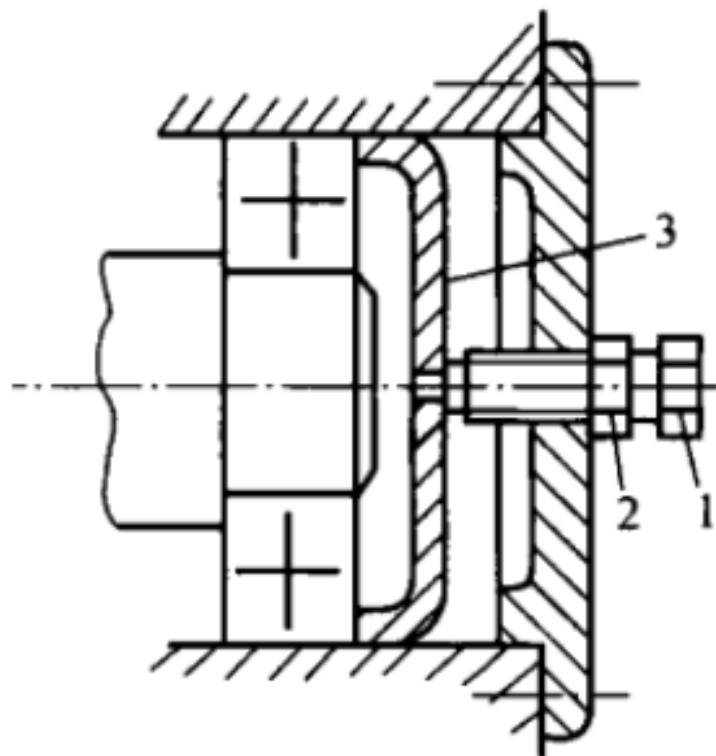


图 13-25 轴承游隙的调整

1—螺钉；2—螺母；3—碟形零件

# 滚动轴承组合的调整

- 轴承游隙的调整：常用方法有以下三种。
  - 3) 圆螺母调整：图13-27(b)所示的结构是两圆锥滚子轴承反装结构，轴承游隙靠圆螺母调整。但操作不太方便，且螺纹会削弱轴的强度。

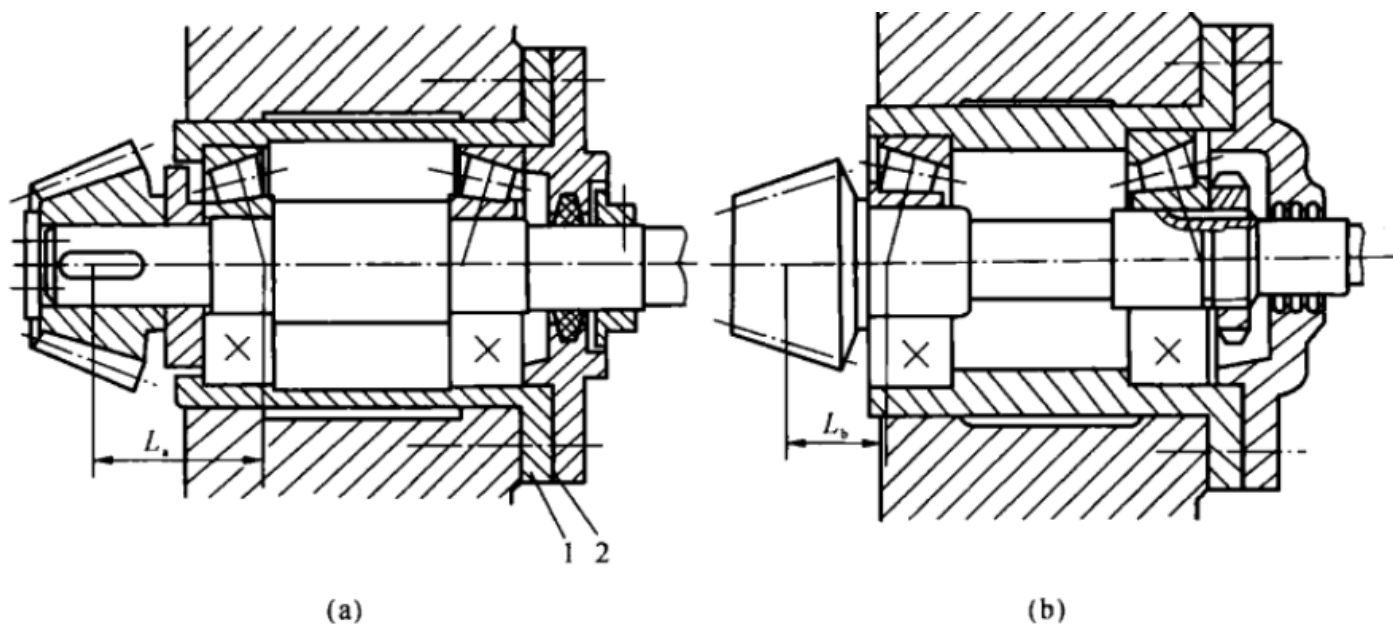


图 13-27 小锥齿轮轴向位置的调整

(a) 轴承正装；(b) 轴承反装



# 滚动轴承组合的调整

## • 轴承组合位置的调整

- 某些传动零件在安装时要求处于准确的轴向工作位置，才能保证正确啮合。

- 如图13-26所示的锥齿轮传动简图，装配时要求两个齿轮的节锥顶点重合，因此，两轴的轴承组合必须保证轴系能作轴向位置的调整。

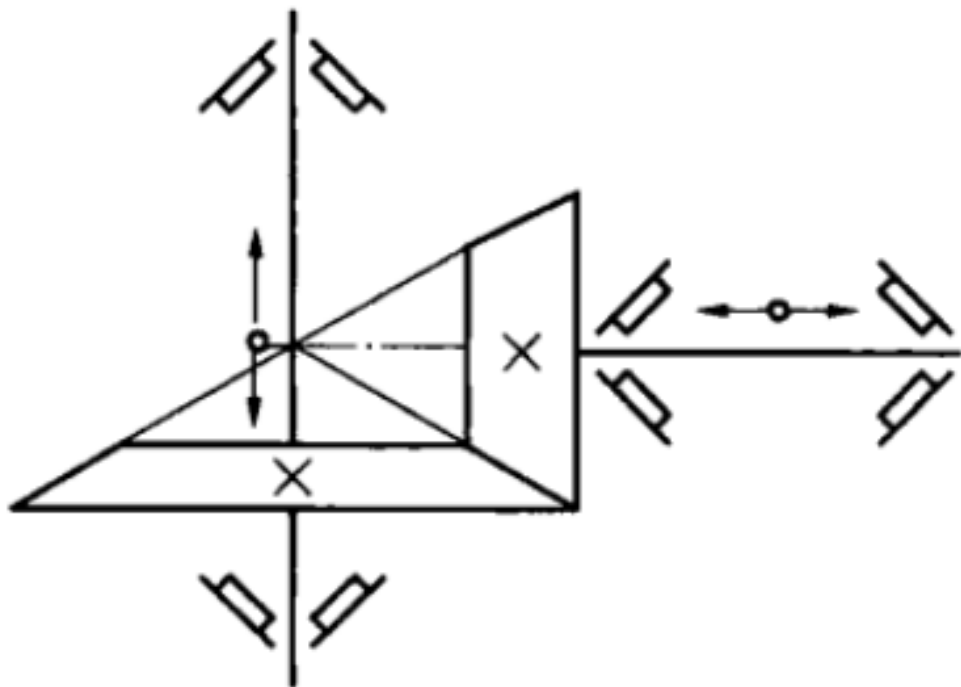


图 13-26 位置调整简图

# 滚动轴承组合的调整

## • 轴承组合位置的调整

- 图13-27所示为小锥齿轮轴组合部件，为便于齿轮轴向位置的调整，采用了套杯结构

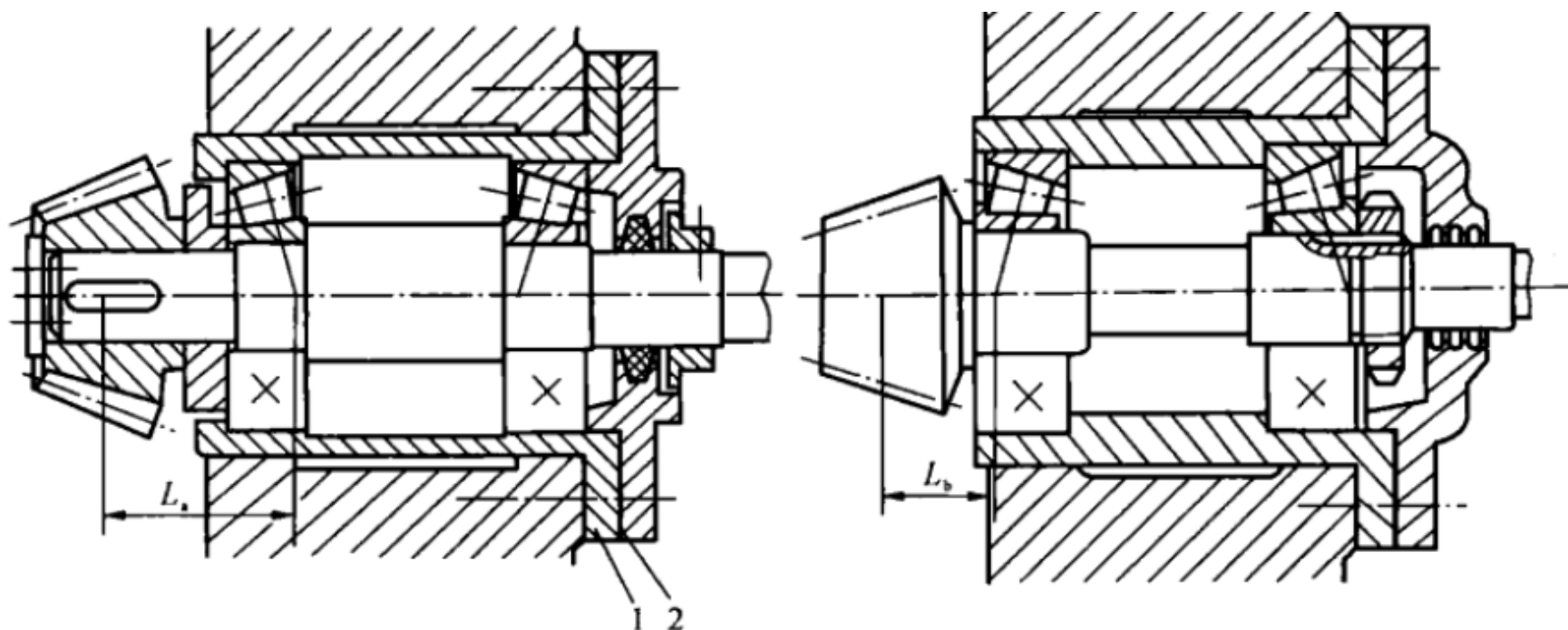


图 13-27 小锥齿轮轴向位置的调整

(a) 轴承正装；(b) 轴承反装

## 滚动轴承组合的调整

- 图13-27(a)中轴承正装，有两组调整垫片：套杯与轴承座之间的垫片1用来调整锥齿轮的轴向位置；轴承盖与套杯之间的垫片2用来调整轴承的游隙
- 图13-27(b)中轴承反装，齿轮轴向位置的调整与图13-27(a)相同，轴承盖与套杯之间的垫片只起密封作用。

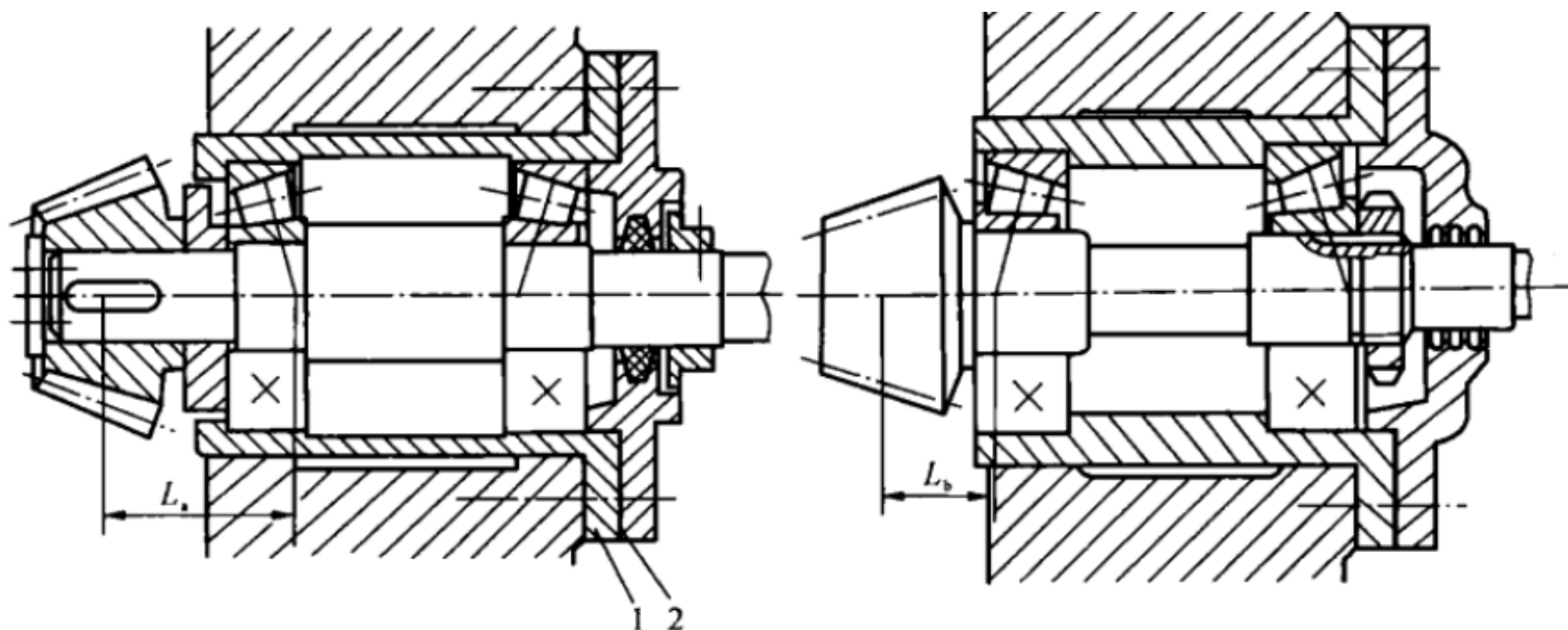


图 13-27 小锥齿轮轴向位置的调整

(a) 轴承正装；(b) 轴承反装

## 提高轴系的支承刚度

- 增强轴系的支承刚度，可提高轴的旋转精度，减小振动噪声，保证轴承使用寿命。对刚度要求高的轴系部件，设计时可采取下列措施以提高支承刚度。
- 合理布置轴承：同样的轴承，若布置方式不同，则轴的刚度也会不同。

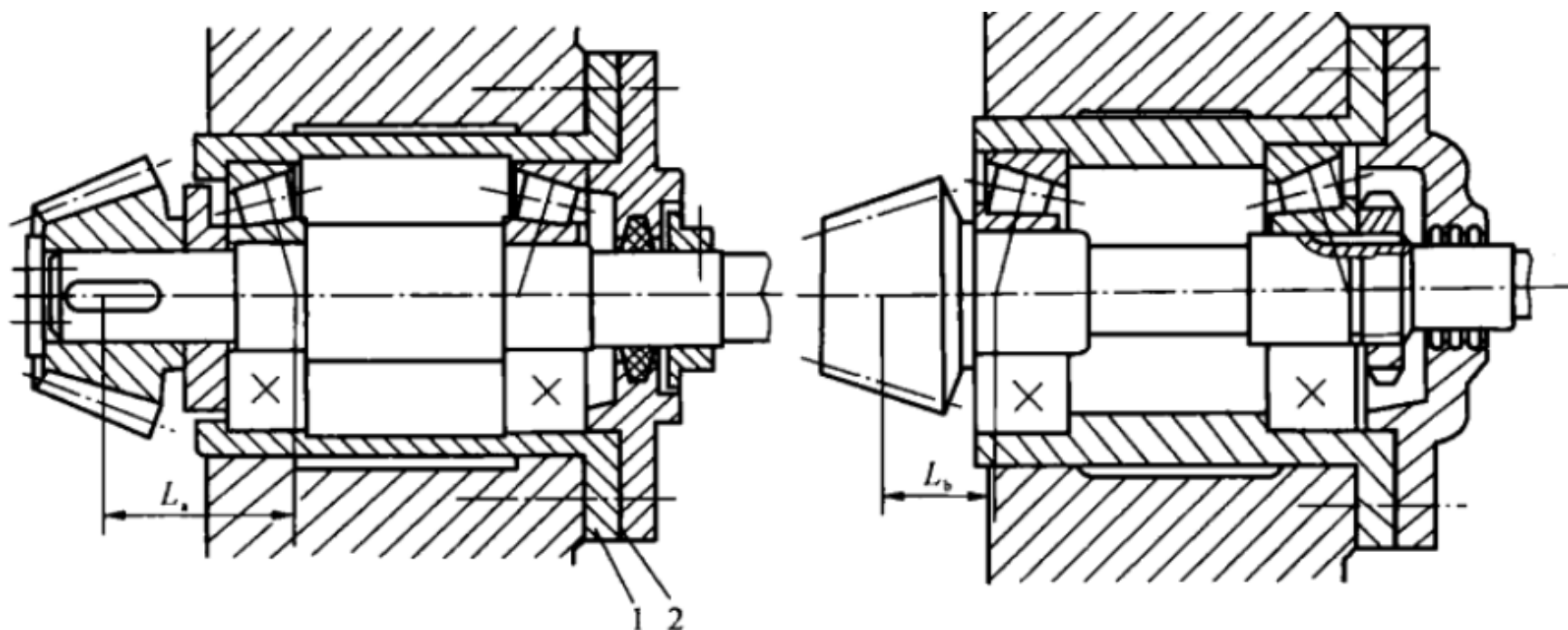


图 13-27 小锥齿轮轴向位置的调整

(a) 轴承正装；(b) 轴承反装

# 提高轴系的支承刚度

- 合理布置轴承：**如图13-27所示为小锥齿轮轴角接触轴承的正、反两种安装方式。小锥齿轮是悬臂布置，故悬臂长度愈短，轴的刚度愈大，因  $L_b < L_a$ ，显然图13-27(b)中轴比图13-27(a)中轴的刚度大。如果受力零件在两轴承之间，则角接触轴承正装时跨距小，刚度大。由此可见，根据轴上工作零件的位置合理布置轴承，有利于提高轴系的支承刚度。

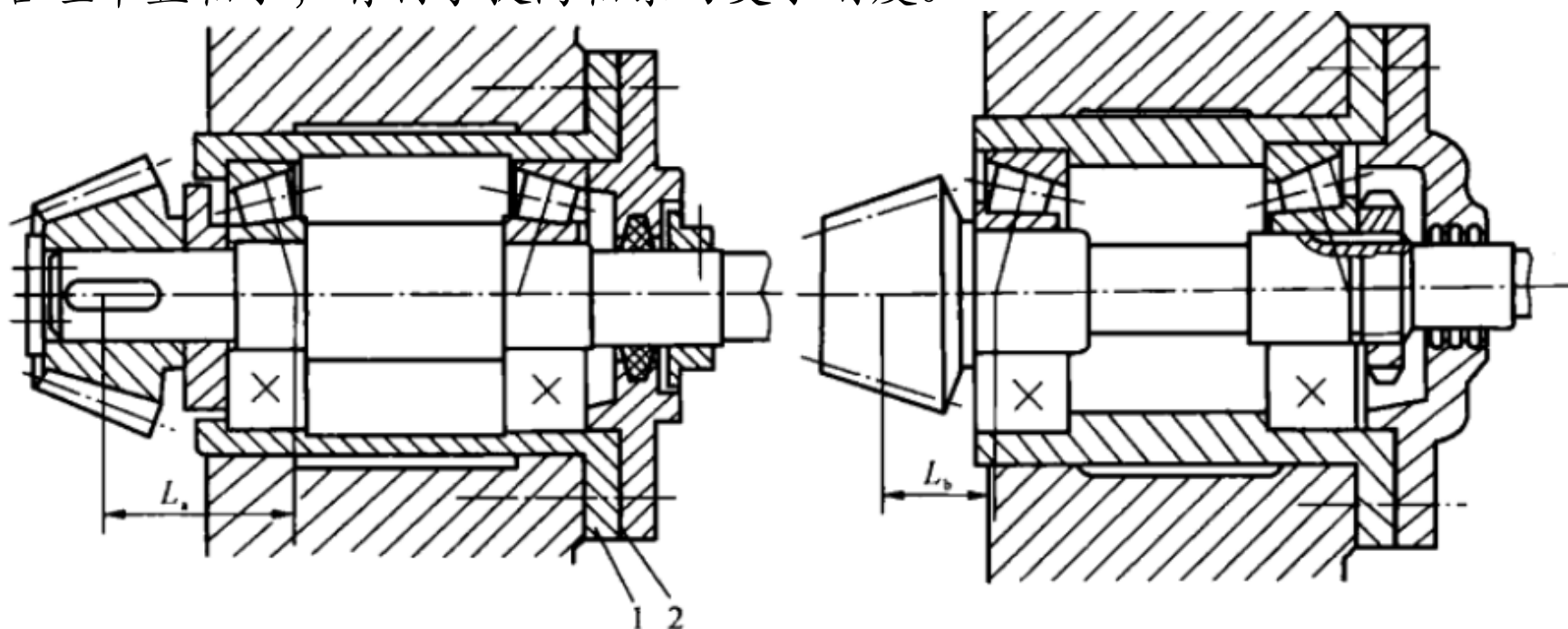


图 13-27 小锥齿轮轴向位置的调整

(a) 轴承正装；(b) 轴承反装

## 提高轴系的支承刚度

- **对轴承进行预紧**：由于轴承内部有一定的游隙，外载荷作用下轴承的滚动体与套圈接触处也会产生弹性变形，所以工作时内、外圈之间会发生相对移动，从而使轴系的支承刚度及旋转精度下降。对于精度要求高的轴系部件（如精密机床的主轴部件），常采用预紧的方法增强轴承的刚度。
- 预紧是指在安装轴承部件时，采取一定的措施，预先对轴承施加一轴向载荷，使轴承内部的游隙消除，并使滚动体和内、外套圈之间产生一定的预变形，处于压紧状态。
- 预紧后的轴承在工作载荷作用时，其内、外圈的轴向及径向的相对移动量比未预紧时小得多，支承刚度和旋转精度得到显著的提高。
- 但预紧量应根据轴承的受载情况和使用要求合理确定，预紧量过大，轴承的磨损和发热量增加，会导致轴承寿命降低。

## 提高轴系的支承刚度

- 对轴承进行预紧：通常是对成对使用的角接触轴承进行预紧。

图13-28(a)中，正装的圆锥滚子轴承通过夹紧外圈而预紧；

图13-28(b)中，角接触球轴承反装，在两轴承外圈之间加一金属垫片（调整其厚度可控制预紧量大小），通过圆螺母夹紧内圈使轴承预紧，也可将两轴承相邻的内圈端面磨窄，其效果与外圈加金属垫片相同；

图13-28(c)中，在一对轴承中间装入长度不等的套筒，预紧量由套筒的长度差控制；

图13-28(d)中，用弹簧预紧，可得到稳定的预紧力。

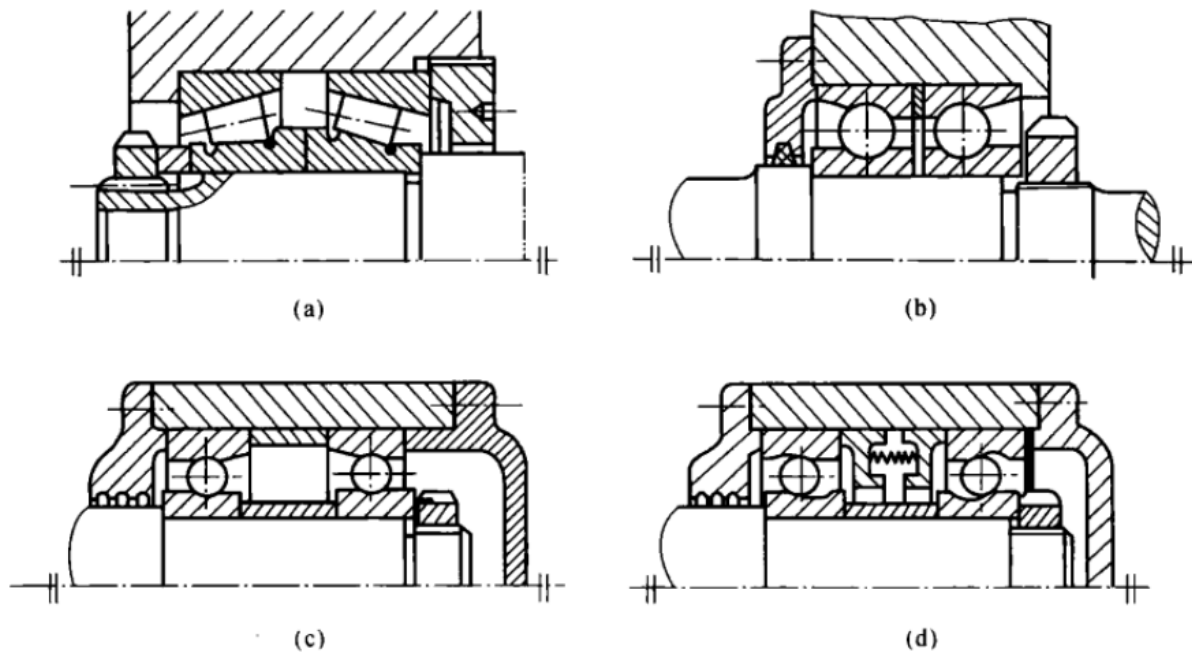


图 13-28 角接触轴承的预紧结构

## 滚动轴承的配合与装配

- 轴承的配合是指内圈与轴的配合及外圈与座孔的配合，轴承的周向固定是通过配合来保证的。
  - 由于滚动轴承是标准件，因此与其他零件配合时，轴承内孔为基准孔，外圈是基准轴，其配合代号不用标注。
  - 实际上，轴承的孔径和外径都具有公差带较小的负偏差，与一般圆柱体基准孔和基准轴的偏差方向、数值都不相同，所以轴承内孔与轴的配合比一般圆柱体的同类配合要紧得多。



# 滚动轴承的配合与装配

- 轴承配合种类的选择应根据转速的高低、载荷的大小、温度的变化等因素来决定。
  - 配合过松，会使旋转精度降低，振动加大；配合过紧，可能因为内、外圈过大的弹性变形而影响轴承的正常工作，也会使轴承装拆困难。
  - 一般来说，转速高、载荷大、温度变化大的轴承应选紧一些的配合，经常拆卸的轴承应选较松的配合，转动套圈配合应紧一些，游动支点的外圈配合应松一些。
  - 与轴承内圈配合的回转轴常采用 n6、m6、k5、k6、j5、js6；与不转动的外圈相配合的轴承座孔常采用 J6、J7、H7、G7 等配合。

## 滚动轴承的配合与装配

- 由于滚动轴承的配合通常较紧，为便于装配，防止损坏轴承，应采取合理的装配方法，保证装配质量，组合设计时应采取相应措施。
- 安装轴承时，小轴承可用铜锤轻而均匀地敲击配合套圈装入，大轴承可用压力机压入，尺寸大且配合紧的轴承可将孔件加热膨胀后再进行装配。
  - 需要注意的是，力应施加在被装配的套圈上，否则会损伤轴承。
  - 拆卸轴承时，可采用专用工具，如图13-29所示。
  - 为便于拆御，轴承的定位轴肩高度应低于内圈高度，其值可查阅轴承样本。

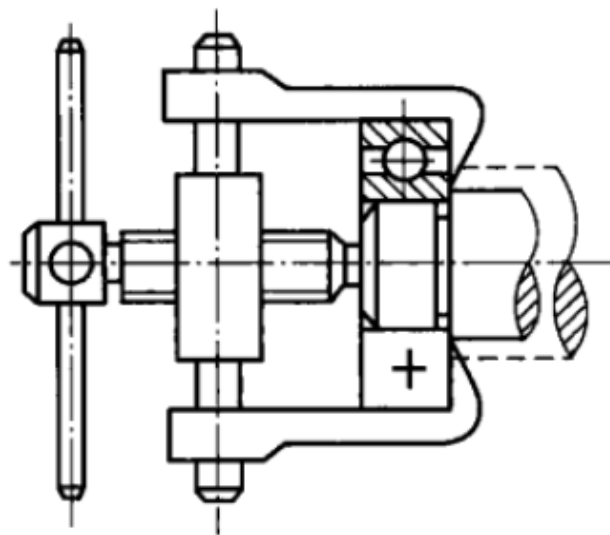


图 13-29 轴承的拆卸

## 滚动轴承的配合与装配

- 由于滚动轴承的配合通常较紧，为便于装配，防止损坏轴承，应采取合理的装配方法，保证装配质量，组合设计时应采取相应措施。

套杯内的轴承装拆时轴向移动的距离较长，通常采用圆锥滚子轴承，其内、外圈分别装配，操作较方便，且套杯内孔非配合部分的直径应稍大些，既利于轴承外圈的装入，又减少了内孔精加工面积。

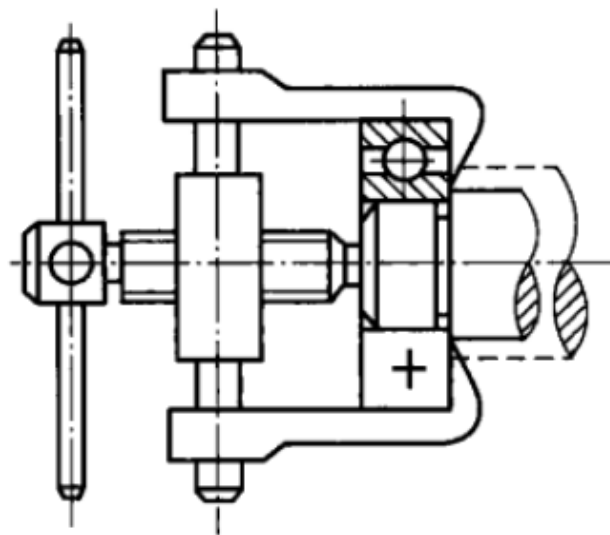


图 13-29 轴承的拆卸



机械设计

# Design & Learning Research Group

谢谢~

宋超阳  
songcy@ieee.org