

## 第十二章 轴

### § 12-1 概述

#### § 12-2 轴的材料

#### § 12-3 轴的结构

#### § 12-4 轴的计算

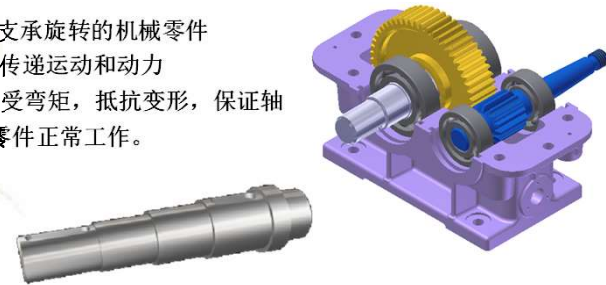
### § 12-1 概述

#### 一、轴的主要功用

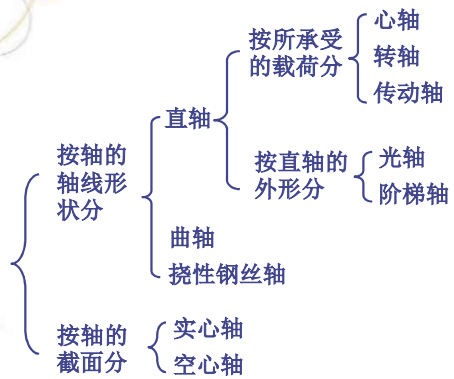
➤ 一切作回转运动的零件（如凸轮、齿轮、带轮及联轴器等）必须安装在轴上才能进行运动与动力的传递。

#### ➤ 轴的主要功用：

- 1、支承旋转的机械零件
- 2、传递运动和动力
- 3、受弯矩，抵抗变形，保证轴上零件正常工作。



#### 二、轴的分类



#### 1、按轴线形状分：直轴、曲轴、挠性钢丝轴

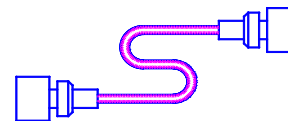
直轴



曲轴



挠性钢丝轴



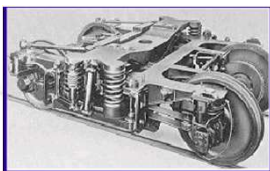
2、按直轴的承载情况分：心轴、转轴、传动轴

**心轴**：只承受弯矩（ $M$ ），不传递转矩（ $T=0$ ）

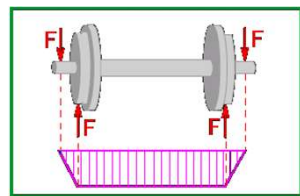
转动心轴：轴转动

固定心轴：轴固定

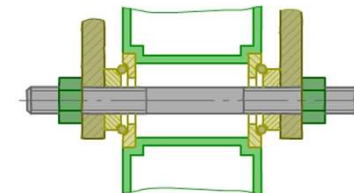
火车轮轴属于什么类型？



转动心轴



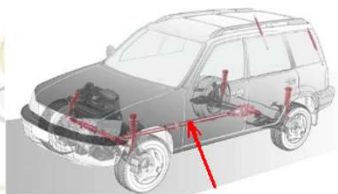
自行车的前轮轴属于什么类型？



固定心轴

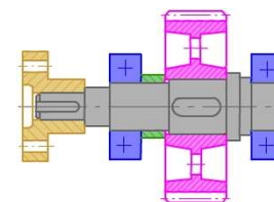
**传动轴**：只受转矩，不受弯矩 $M=0$ ， $T \neq 0$ 。

如汽车中联接变速箱与后桥之间的轴。



**转轴**：既传递转矩（ $T$ ）、又承受弯矩（ $M$ ）。

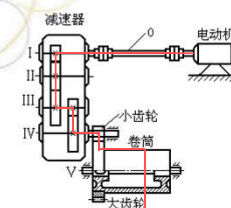
如减速器中的轴。



轴受不受弯矩，要看轴上装没装对轴产生径向力的传动零件，如齿轮、带轮等；

轴受不受转矩，要看轴上装了多少用轮毂连接的传动件，当轴上至少装有两个与轴作轮毂连接的传动零件，才能对轴形成转矩。

问：根据承载情况下列各轴分别为哪种类型？



- 0 轴：传动轴
- I 轴：转轴
- II 轴：转动心轴
- III 轴：转轴
- IV 轴：转轴
- V 轴：转动心轴

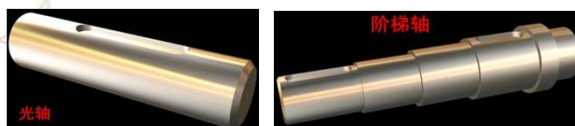
如何判断轴是否传递转矩：

从原动机向工作机画传动路线，若传动路线沿该轴轴线走过一段距离，则该轴传递转矩。

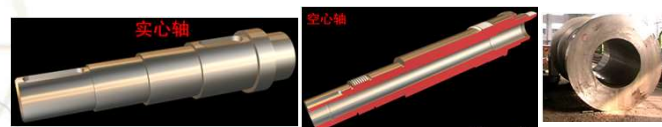
如何判断轴是否承受弯矩：

该轴上除联轴器外是否还有其它传动零件，若有则该轴承受弯矩，否则不承受弯矩。

3、按直轴的外形分：光轴、阶梯轴

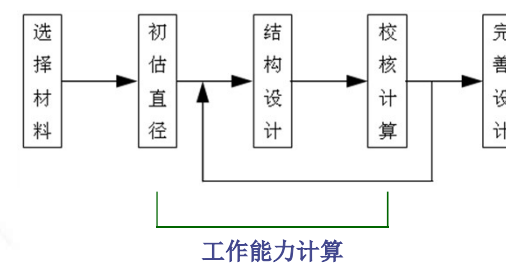


4、按轴截面分：实心轴、空心轴



轴的设计内容：轴的材料选择、结构设计和工作能力计算。

轴的设计步骤：



## § 12-2 轴的材料

对轴材料要求：轴的强度和刚度足够；材料的热处理性能和加工工艺性好；材料来源广，价格适中。

### 1、碳素钢：

优质碳素钢：35、45、50等，45钢使用最广泛。

普通碳素钢：Q235、Q275等。正火或调质。

特点：价廉，对应力集中不敏感，良好的加工性。

### 2、合金钢：40Cr、40MnB、20CrMnTi等。

特点：强度高、寿命长；对应力集中敏感，价格较贵。用于重载、小尺寸的轴。

### 3、铸铁：铸造成形，吸振；可靠性低，品质难控制。

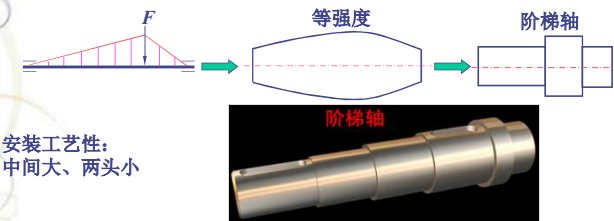
特点：常用于形态复杂、尺寸大的轴。

## § 12-3 轴的结构

**结构设计任务：**使轴的各部分具有合理的形状和尺寸。

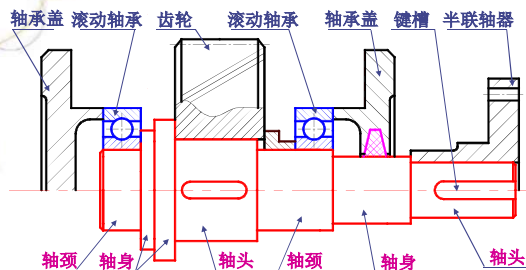
**轴结构设计时应满足的要求：**

- 1、轴和轴上零件应有确定的位置，且固定可靠；
- 2、轴上零件应便于安装、拆卸和调整；
- 3、轴应具有良好的加工工艺性；
- 4、应有利于提高轴的强度和刚度。



## § 12-3 轴的结构

**轴的组成：**



组成 {  
**轴颈：**装轴承处 尺寸=轴承内径；  
**轴头：**装轮毂处 直径与轮毂内径相当；  
**轴身：**连接轴颈和轴头部分。

**轴结构设计的步骤：**

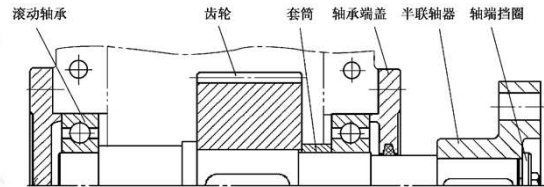
- 1、拟定轴上零件的**装配方案**；
- 2、确定轴上零件的定位与固定；
- 3、确定各轴段直径和长度；
- 4、考虑轴的结构工艺性及提高轴的强度和刚度的方法。

### 一、轴上零件的装配方案确定

结构设计前，需首先确定轴上零件的装配方案，即确定出轴上零件的**装配方向**、**装配顺序**和**相互关系**。

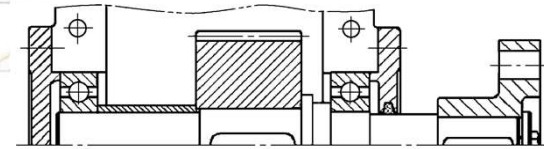
方法：制定几种不同的装配方案，分析对比，最终选定最佳的方案。

方案一



装配方案：右端：齿轮、套筒、右端轴承、右端轴承端盖，半联轴器，左端：左端轴承，左端轴承端盖。

方案二



装配方案：右端：右端轴承、右端轴承端盖，半联轴器，左端：齿轮、套筒、左端轴承，左端轴承端盖。

第二种装配方案采用了一个用于轴向定位的长套筒，从而使轴系的质量增大，因此第一种装配方案比较合理。

### 二、轴上零件的定位

为保证轴上零件能正常工作，其在轴上必须有准确的工作位置，而且应该保证轴上零件在承受载荷时不产生沿轴向或周向的相对运动。

#### 1、轴上零件的轴向定位与固定

##### 目的：

防止零件沿轴向窜动，确保零件轴向准确位置。

##### 常用轴向固定方法：两类

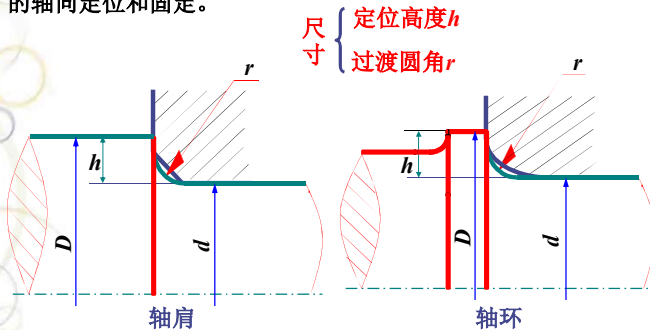
第一类：利用轴本身的结构，如轴肩、轴环、圆锥面以及过盈配合等。用于轴向力比较大的场合。

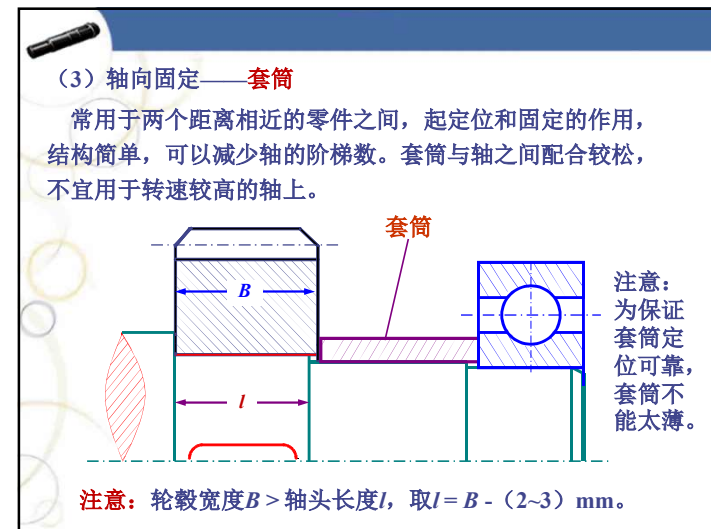
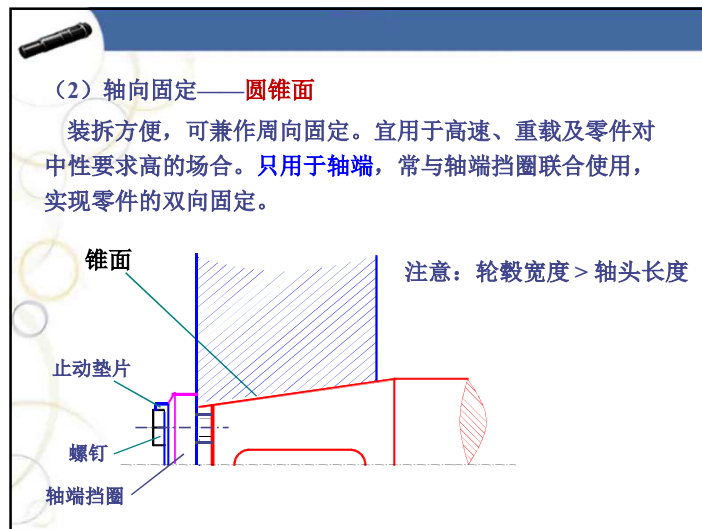
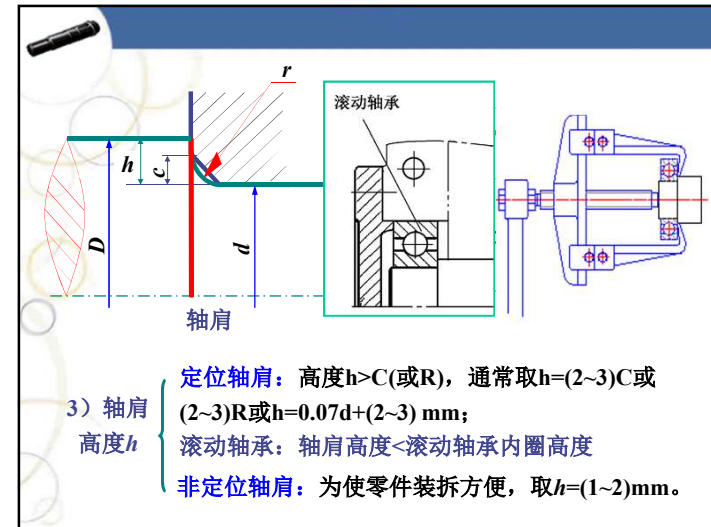
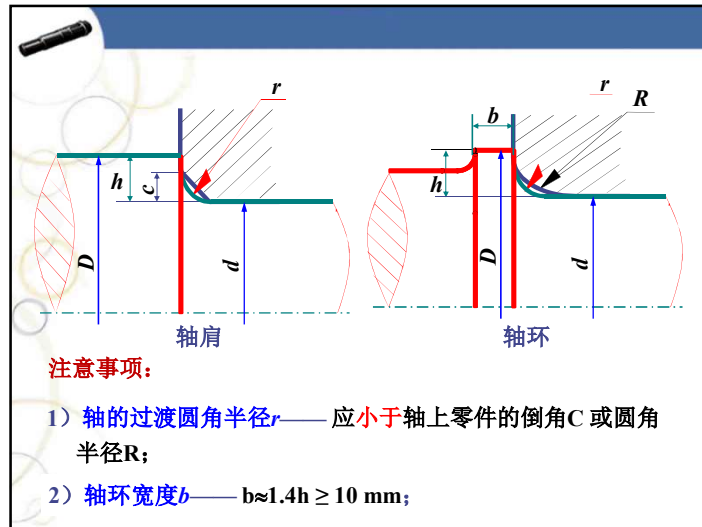
第二类：利用附加零件来实现轴向固定，如套筒、圆螺母、轴端挡圈及紧定螺钉等。

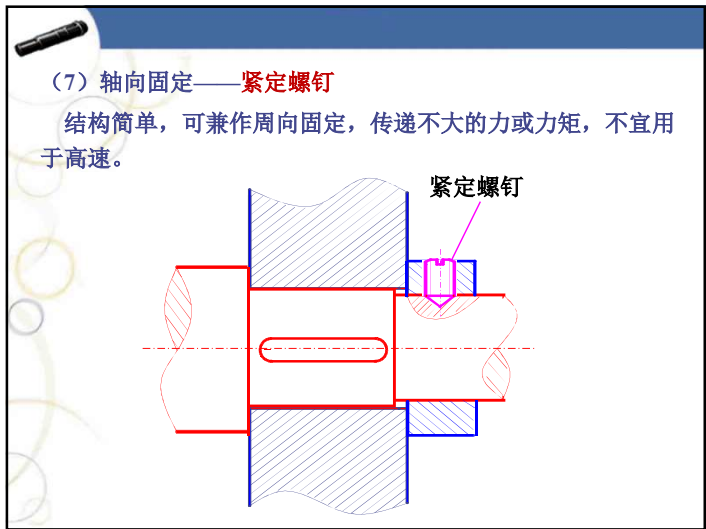
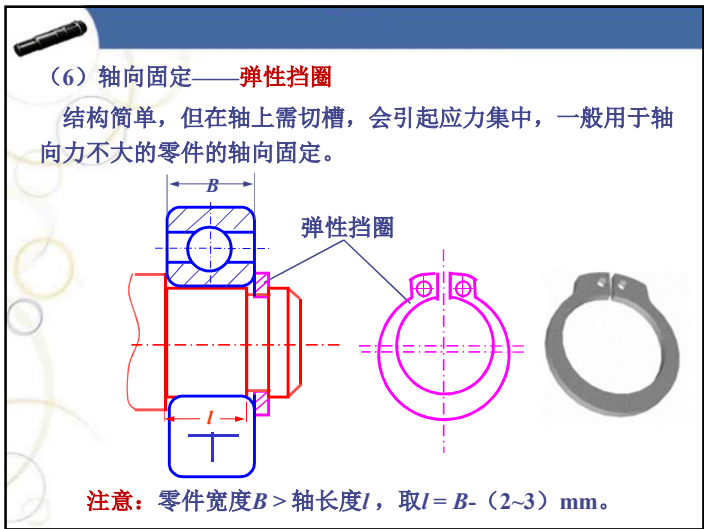
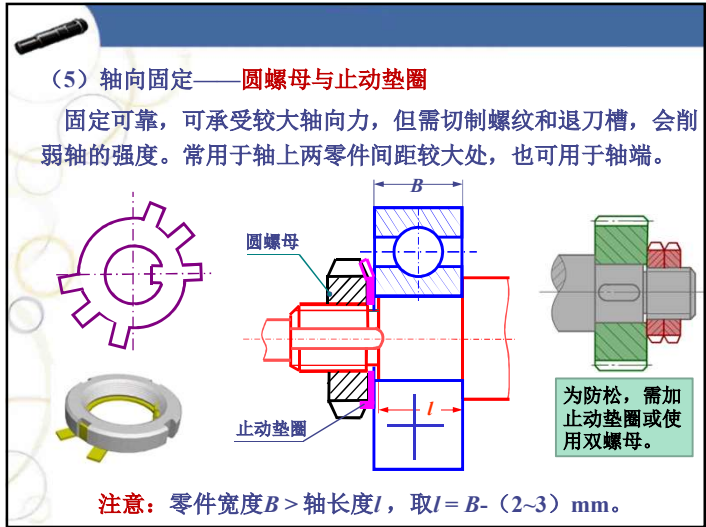
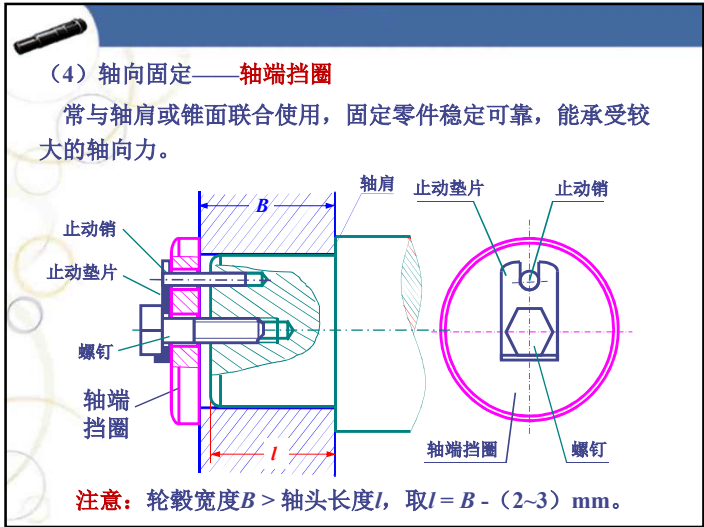
#### (1) 轴向固定——轴肩（或轴环）

**轴肩或轴环：**阶梯轴上截面尺寸变化的部位。

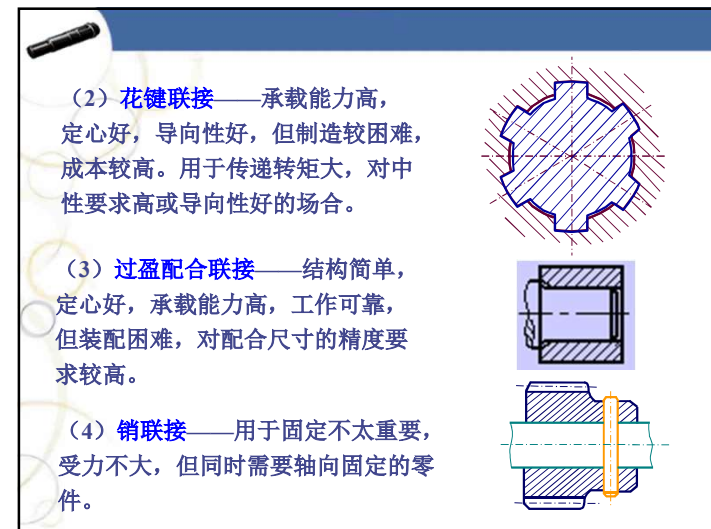
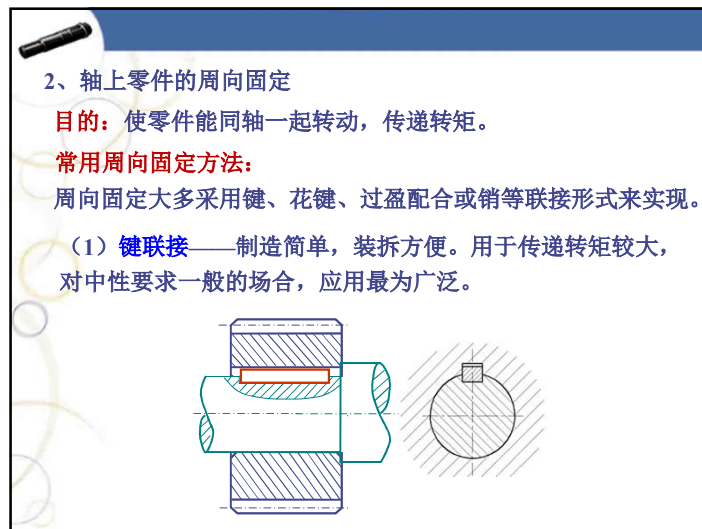
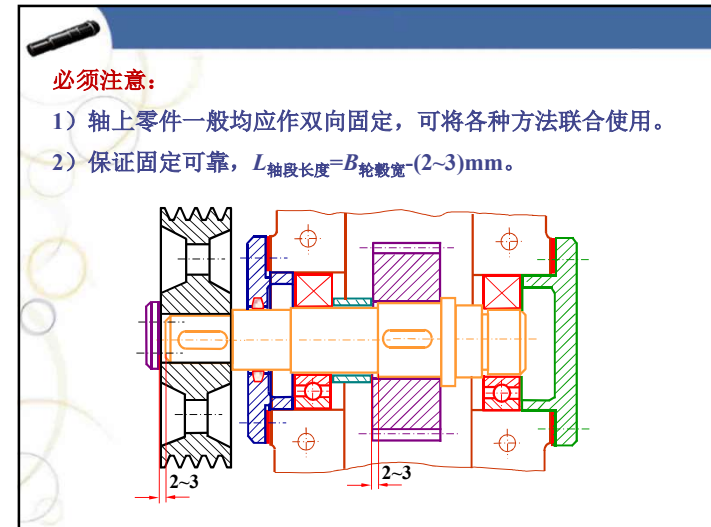
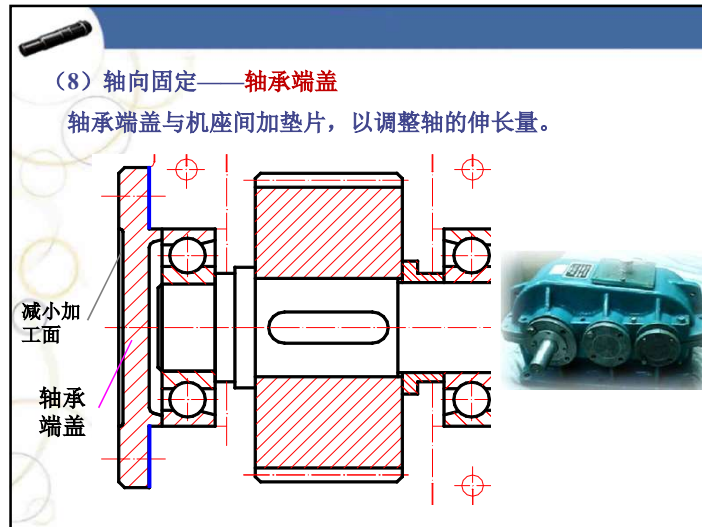
**特点：**定位可靠，能承受较大的轴向载荷，用于各类零件的轴向定位和固定。













### 三、各轴段直径和长度的确定

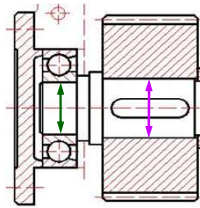
#### 1、确定各轴段的直径

为提高安装工艺性，阶梯轴通常设计成中间大、两头小的结构。即**最小轴径在轴端**，大小可以通过**最小轴径估算**得到。然后参考轴上零件的装配方案及定位与固定方法，来确定各轴段直径的大小。

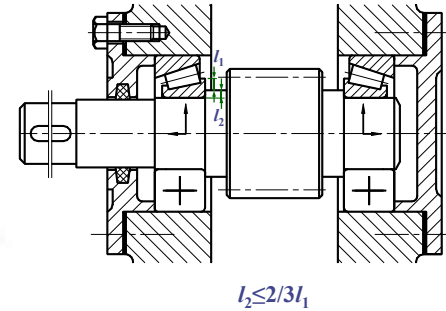
注意：

(1) 与**标准零件**（如滚动轴承、联轴器、密封圈等）有配合要求的轴段，应按照标准直径来确定该轴段直径大小。

(2) 与非标准零件（如齿轮、带轮等）有配合要求的轴段，轴段的直径与非标准零件**轮毂孔**直径相等且应取标准直径。

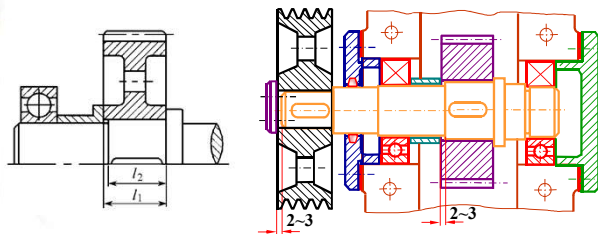


(3) 为便于滚动轴承的拆卸，安装滚动轴承处的定位轴肩高度不应高于轴承内圈厚度的2/3，具体尺寸可查阅相关滚动轴承标准。



#### 2、确定各轴段的长度

各轴段长度尺寸主要由轴上零件与轴配合部分的轴向尺寸、相邻零件间距离、轴向定位及零件的装配和调整空间等因素决定。（参看例题）



注意：轮毂宽度 $l_1$  > 与之配合轴段长度 $l_2$ ， $l_1 = l_2 + (2 \sim 3) \text{ mm}$ 。

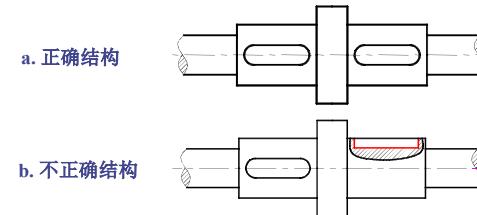
### 四、轴的结构工艺性

结构要便于加工、测量、维修及轴上零件的拆装。

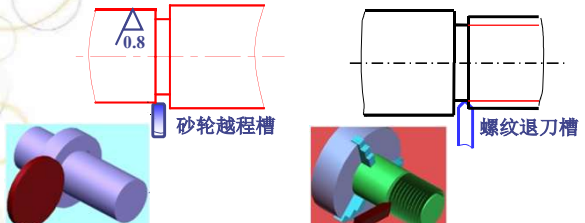
包括：轴的加工工艺性要求和轴上零件装配工艺性要求。

#### 1、轴的加工工艺性要求

(1) 不同轴段的键槽，应布置轴的同一母线上，以减少键槽加工时的装卡次数；



(2) 需磨制轴段时，应留砂轮越程槽；需车制螺纹的轴段，应留螺纹退刀槽。方便退出砂轮或车刀。



砂轮越程槽

螺纹退刀槽

(3) 同一轴上的过渡圆角、倒角、退刀槽、越程槽以及中心孔等尺寸应尽可能统一，以减少所需刀具数目和换刀时间。

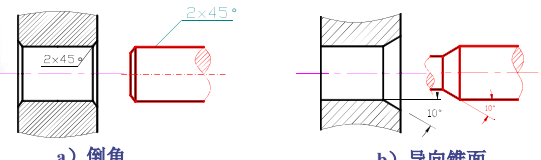
(4) 在满足要求的情况下，轴的加工精度应尽可能低，以降低加工成本。

2、轴上零件装配工艺性要求

(1) 轴的配合直径应圆整为标准值。

(2) 轴端应有 $c \times 45^\circ$ 的倒角。

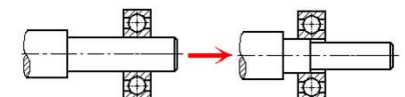
(3) 与零件过盈配合的轴端应加工出导向锥面。



a) 倒角

b) 导向锥面

(4) 装配段不宜过长。



五、提高轴强度和刚度的措施

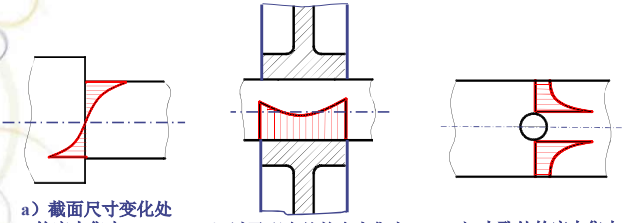
- 1、减小应力集中；
- 2、合理布置轴上零件，改善轴的受力情况；
- 3、改变支点位置，改善轴的强度和刚度；
- 4、改善轴的表面质量。

1、减小应力集中

合金钢对应力集中比较敏感，应加以注意。

轴的应力集中发生的位置

- a) 截面尺寸变化处的应力集中
- b) 过盈配合处的应力集中
- c) 小孔处的应力集中



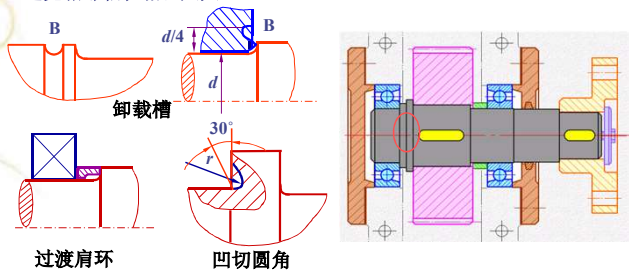
a) 截面尺寸变化处的应力集中

b) 过盈配合处的应力集中

c) 小孔处的应力集中

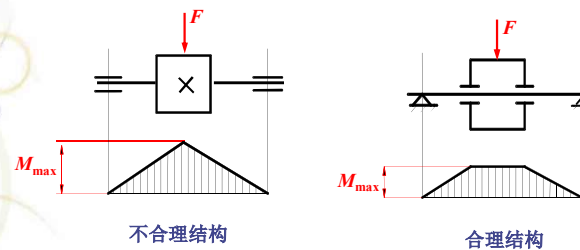
## 减小应力集中的措施:

- 1) 用圆角过渡;
- 2) 尽量避免在轴上开横孔、切口或凹槽;
- 3) 重要结构可增加卸载槽B、过渡肩环、凹切圆角, 增加应力集中处数。
- 4) 避免相邻轴径相差太大。

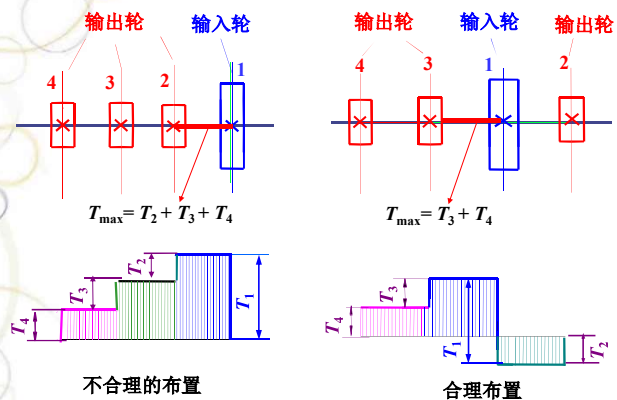


## 2、合理布置轴上零件, 改善轴的受力情况

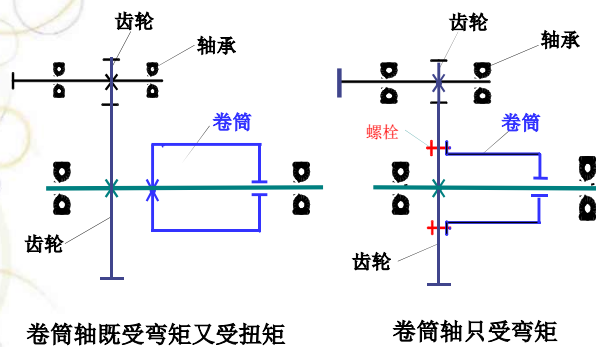
- 1) 使弯矩分布合理——把轴、毂配合分成两段, 减小最大弯矩值。



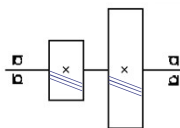
## 2) 使转矩分配合理

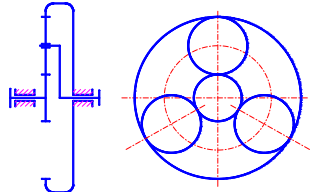


## 3) 改进轴上零件结构, 减轻轴的载荷

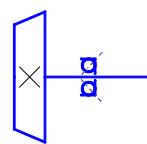


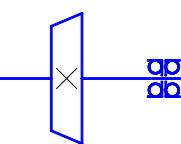
4) 采用力平衡或局部相互抵消的办法减少轴的载荷

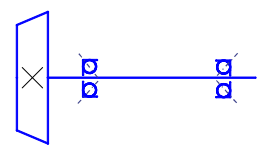
斜齿轮:  两斜齿轮旋向应相同

行星齿轮减速器:  多个行星轮均布

3、改变支点位置, 改善轴的强度和刚度

a) 悬臂支承方案 

b) 简支支承方案 

c) 悬臂支承方案 (正安装) 

更差!  
轴承压力中心之间的距离小, 悬臂较长, 轴的刚性差。

4、改善轴的表面质量

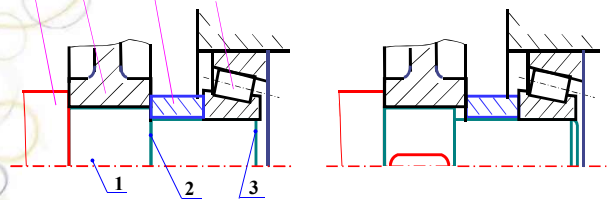
表面粗糙度和表面强化处理会对轴的疲劳强度产生影响。

- 1) 表面愈粗糙 → 疲劳强度愈低 → 提高表面粗糙度。
- 2) 表面强化处理的方法有:
  - ▲ 表面高频淬火;
  - ▲ 表面渗碳、氰化、氮化等化学处理;
  - ▲ 碾压、喷丸等强化处理。

通过碾压、喷丸等强化处理时可使轴的表面产生预压应力, 从而提高轴的疲劳能力。

六、轴系结构设计中常见错误实例分析

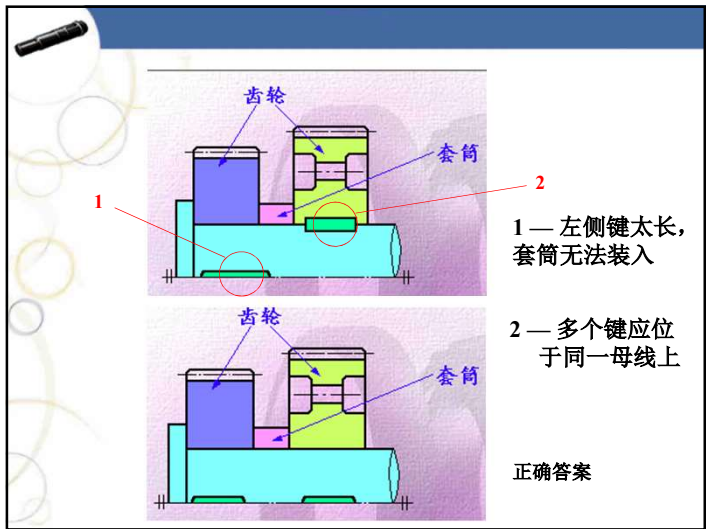
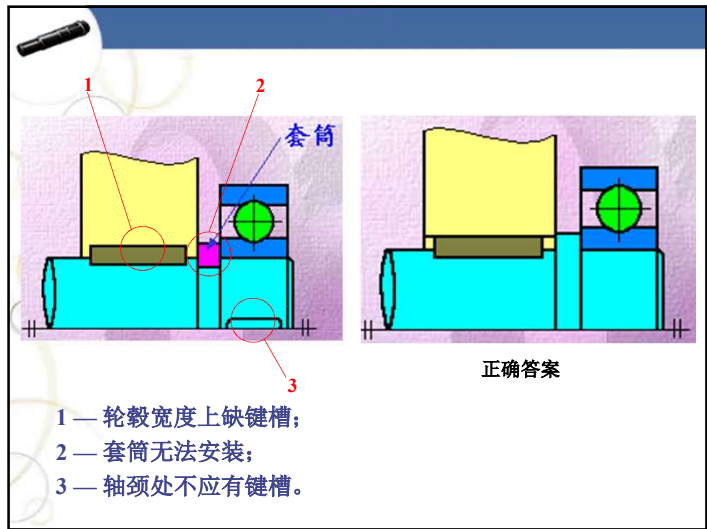
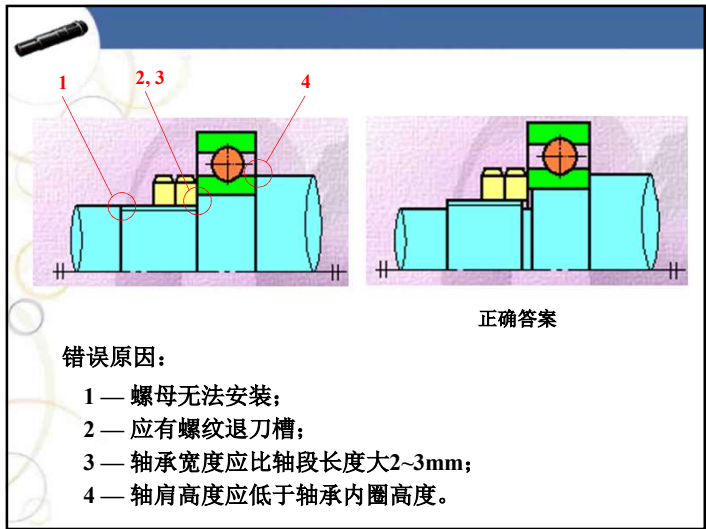
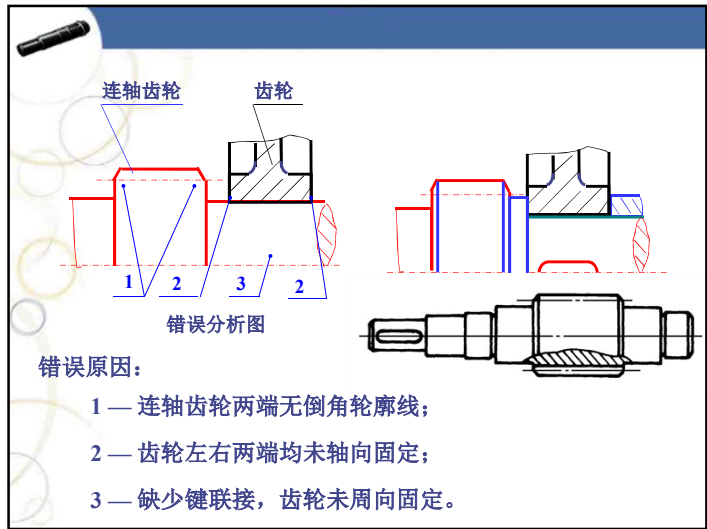
轴 齿轮 套筒 滚动轴承



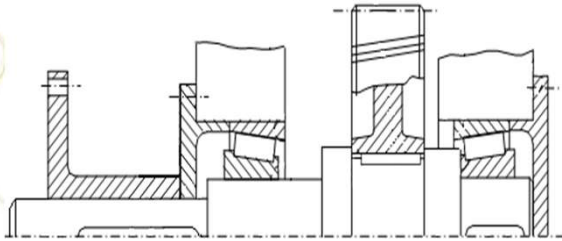
错误分析图 正确结构图

错误原因:

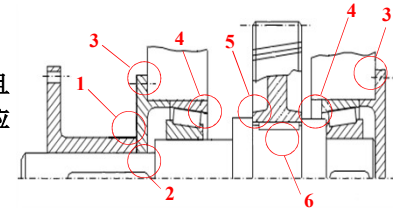
- 1 — 缺少键联接, 齿轮未周向固定;
- 2 — 轴头配合长度等于齿轮轮毂宽度, 齿轮固定不可靠;
- 3 — 轴端无倒角, 轴承不便安装。



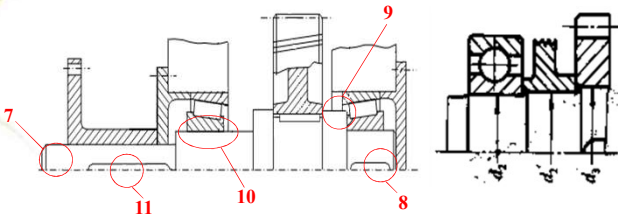
**例1:** 下图为双级斜齿圆柱齿轮减速器输出轴的轴系结构图，齿轮用油润滑，轴承采用脂润滑。试分析轴系结构的错误，在有错误处标明序号，说明原因并提出改正方法。



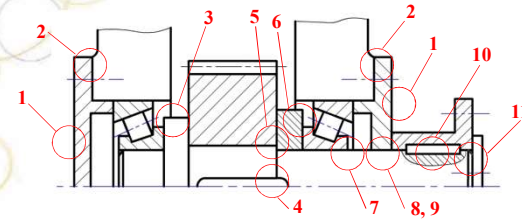
1. 联轴器顶住端盖，产生摩擦磨损，应设计一定位轴肩；且轴承端盖端面加工面过大
2. 轴承盖与轴应有间隙（磨损）
3. 应加调整垫片；且箱体加工
4. 圆锥滚子轴承“反装”（“背对背”安装），轴承外圈窄边不应固定，而外圈宽边应予固定；
5. 齿轮无法装拆；
6. 键槽应与联轴器处键槽设置在同一方位上，且键顶部与轮毂键槽之间应有间隙，键应局部剖开；



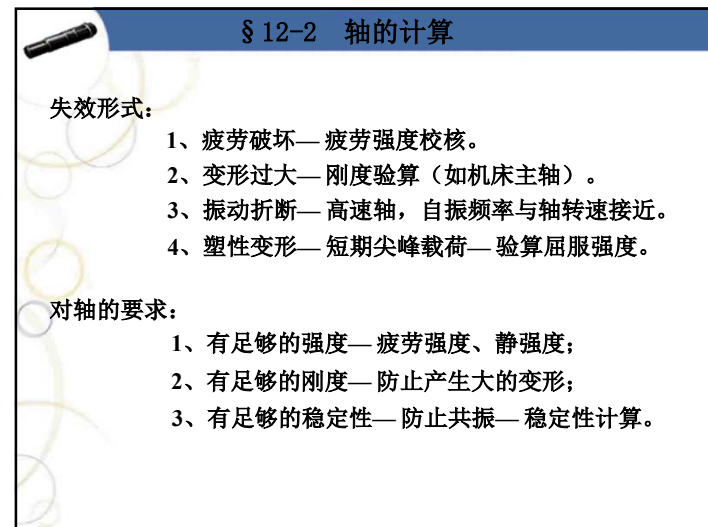
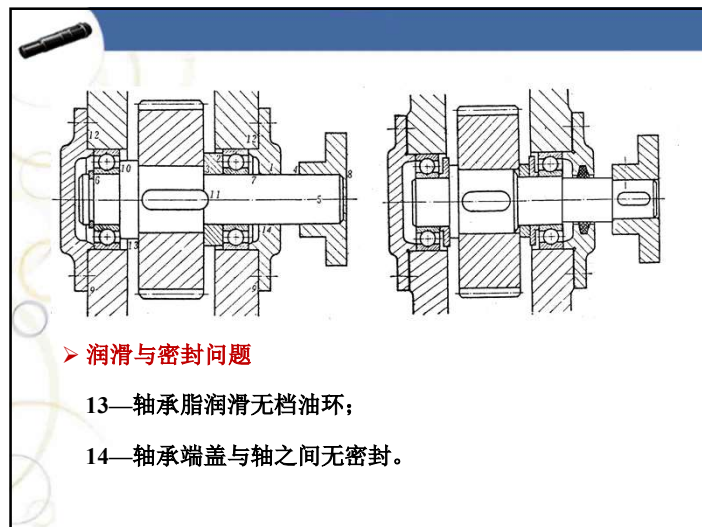
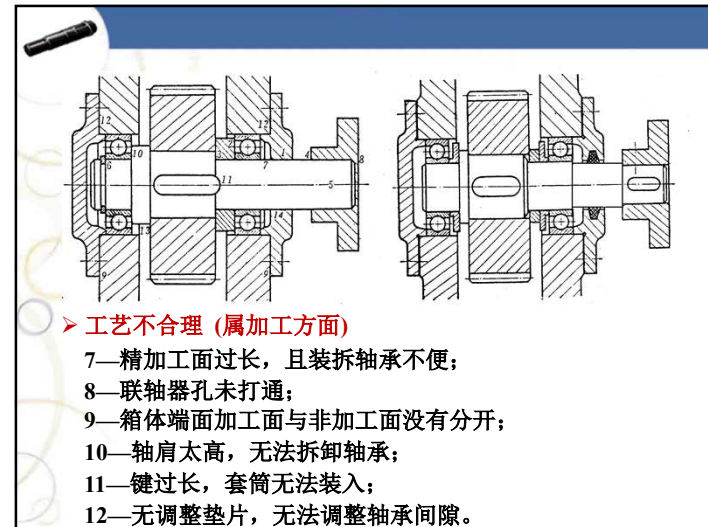
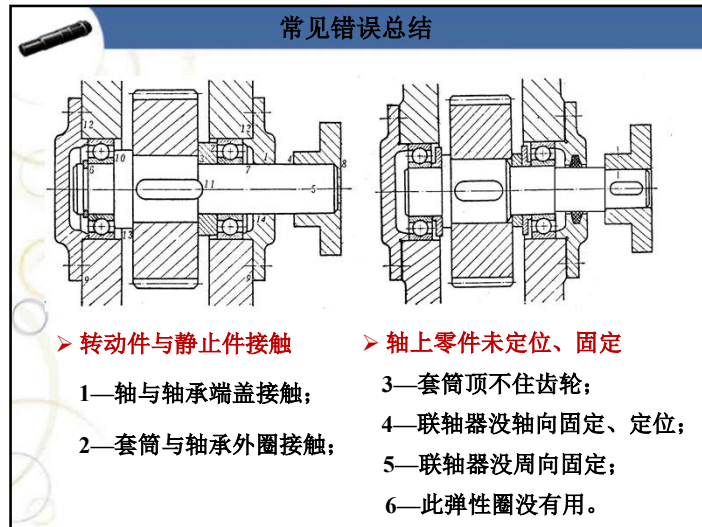
7. 轴过长；
8. 不应该开键槽，且此段轴过长，顶住了端盖；
9. 轴肩过高，不便于轴承拆卸；
10. 轴承内圈外侧未固定；轴承脂润滑无挡油环；
11. 键过长，并且与齿轮处的键不在同一方位。



试指出图中结构不合理的地方，并予以改正。







对轴的计算内容主要有**强度**、**刚度**和**振动稳定性**等，通常视工作条件和重要性而定。**对于一般用途的轴，可只计算强度。**

➤ 轴的强度计算

- ① 按扭转强度计算——用于**传动轴**精确计算或转轴初算
- ② 按弯曲强度计算——用于**心轴**强度计算
- ③ 按弯矩、转矩合成强度计算——用于**转轴**强度计算

➤ 轴的刚度计算

- ① 弯曲刚度计算
- ② 扭转刚度计算

一、轴的强度计算

1、按扭转强度计算

扭转强度条件：

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}}{W_T} \leq [\tau_T]$$

$\tau_T$ 、 $[\tau_T]$ ——轴的扭转应力和许用扭转应力，MPa；  
 $T$ ——转矩，N·mm；  
 $P$ ——轴所传递的功率，kW；  
 $W_T$ ——轴的**抗扭截面系数**，mm<sup>3</sup>，对于实心圆轴，  
 $W_T = \pi d^3 / 16 \approx 0.2 d^3$ ；  
 $d$ ——轴的直径，mm；  
 $n$ ——轴的转速，r/min。

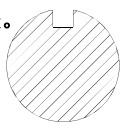
对实心圆轴，设计计算式：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2 [\tau_T] n}} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad \text{mm}$$

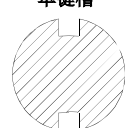
$C$ ——与轴的材料和承载情况有关的系数，可查表。

计算说明：

- 1) 求得的 $d$ 为受扭部分的最小直径，通常为轴端；
- 2) 若轴段有键槽，应适当加大直径，单键槽增大3%~5%，双键槽增大7%~10%，将所计算的直径圆整为标准值。



单键槽



双键槽

2、按弯曲强度计算

弯曲强度条件：

$$\sigma_b = \frac{M}{W} \leq [\sigma_b]$$

对实心圆轴，设计计算式：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M}{\pi [\sigma_b]}}$$

$W$ ——轴的抗弯截面系数 (mm<sup>3</sup>)  
 对于实心圆轴， $W = \pi d^3 / 32 = W_T / 2$ 。

$[\sigma_b]$ ——许用弯曲应力

### 3、按弯、扭合成强度计算 —— 用于转轴强度计算

已知条件：轴的结构设计初步完成，支承点位置确定，支反力可求。

由 $d_{\min}$ (扭转初估)→结构设计→支点、力大小、作用点  
→画出 $M$ 、 $T$ 合成弯矩图→确定危险截面→计算。

转轴危险截面上的应力状态

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{弯曲应力: } \sigma_b = \frac{M}{W} \\ \text{扭转应力: } \tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{T}{2W} \end{array} \right.$$

根据第三强度理论，转轴危险截面上的当量应力：

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_T^2} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{W_T}\right)^2} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W}$$

因为 $M$ 、 $T$ 两者产生的应力循环特性 $r_\sigma$ 和 $r_\tau$ 不同，弯矩引起的弯曲应力一般为对称循环变化，即 $r_\sigma = -1$ ；而一般 $r_\tau \neq -1$ ，将 $T$ 转化为对称循环变化，引入应力折合系数 $\alpha$ ，则

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{M_{ca}}{W}$$

$$M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} \quad \text{——称为计算弯矩或当量弯矩。}$$

轴弯、扭合成强度条件为：

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{M_{ca}}{W} \leq [\sigma_{-1b}]$$

也可按弯、扭合成强度条件计算轴的直径，

对于实心圆轴： $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ca}}{0.1[\sigma_{-1b}]}} \quad \text{mm}$

关于应力折合系数 $\alpha$ ：

$\alpha$ ——根据转矩性质不同而引入的应力校正系数。

$\alpha$ 的取值

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{轴受不变扭矩时, } r_T = +1 & \alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{+1b}]} \approx 0.3 \\ \text{轴受脉动扭矩 (有振动冲击或频繁启动停车) } r_T = 0 & \alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{0b}]} \approx 0.6 \\ \text{轴受对称扭矩 (频繁双向运转) 时, } r_T = -1 & \alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{-1b}]} = 1 \end{array} \right.$$

当转矩的变化不清楚时按脉动循环处理

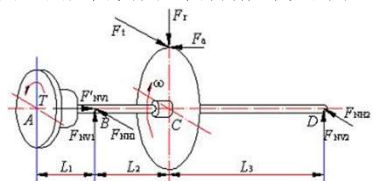
※ 实际机器运转不可能完全均匀，且有扭转振动的存在，为安全，常按脉动转矩计算。

设计时应注意：

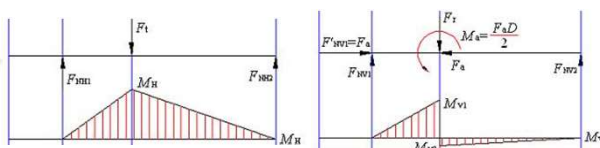
- 1) 若轴上开键槽： $d$ 适当↑  
单键：↑3%~5%，双键：↑7%~10%；花键： $d$ 为内径。
- 2) 要合理选择危险剖面。轴的危险剖面在当量弯矩较大或轴径较小处。
- 3) 若验算轴的强度不够， $\sigma_{ca} > [\sigma_{-1b}]$ ，可用增大轴的直径、改用强度较高的材料或改变热处理方法等措施提高轴的强度。
- 4) 若 $\sigma_{ca}$ 比 $[\sigma_{-1b}]$ 小很多时，是否要减小轴的直径，应综合考虑其他因素而定。有时单从强度观点，轴的尺寸可以缩小，不过却受到其他条件的限制。例如刚度、振动稳定性、加工和装配工艺条件以及与轴有关的其他零件和结构的限制等。

### 计算步骤:

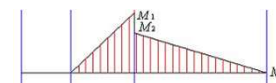
1、画出轴的空间受力简图：力分解到水平面、垂直面



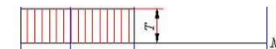
2、作水平面弯矩 $M_H$ 图和垂直面弯矩 $M_V$ 图



3、作出合成弯矩图  $M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$



4、绘转矩 $T$ 图



5、绘当量弯矩  $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$



6、确定危险截面

7、校核强度:  $\sigma_{ca} = \frac{M_{ca}}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1d^3} \leq [\sigma_{-1b}] \text{ MPa}$

## 二、轴的刚度计算

1、轴的弯曲刚度校核计算

弯曲刚度条件:

挠度:  $y \leq [y]$

偏转角:  $\theta \leq [\theta]$

$[y]$ 、 $[\theta]$ ——许用挠度、许用偏转角。

挠度、偏转角计算方法:

光轴: 1) 挠曲线的近似微分方程式积分求解; 2) 变形能法。

阶梯轴: 按当量直径法近似计算。

2、轴的扭转刚度校核计算

扭转刚度条件:

$$\varphi \leq [\varphi]$$

$[\varphi]$ ——许用扭转角。

扭转角计算方法:

光轴:

$$\varphi = \frac{Tl}{GI_p} = \frac{584Tl}{Gd^4} (^\circ)$$

$G$ ——材料的切变模量;  $l$ ——轴受转矩作用的长度。

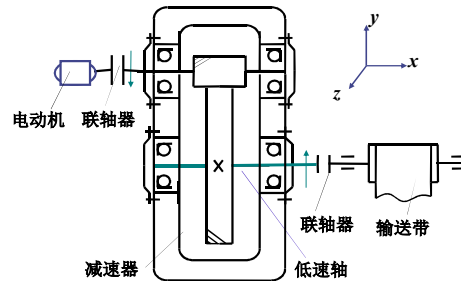
阶梯轴: 按当量直径法近似计算。

$$\varphi = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n \frac{Tl_i}{I_{pi}} (^\circ)$$

$I_{pi}$ ——第 $i$ 段轴截面的极惯性矩。

## 轴的设计实例

**轴的设计实例：**设计图示带式输送机中单级斜齿轮减速器输出轴。已知：电动机功率 $P_1=25\text{kW}$ ， $n_1=970\text{r/min}$ ；齿轮传动的主要参数及尺寸为：法面模数 $m_n=4\text{mm}$ ，两轮齿数 $z_1=20$ ， $z_2=79$ ，螺旋角 $\beta=8^\circ6'34''$ ，分度圆直径 $r_1=40.9\text{mm}$ ， $r_2=159.6\text{mm}$ ，中心距 $a=200\text{mm}$ ，齿宽 $b_1=85\text{mm}$ ， $b_2=80\text{mm}$ ，单向运转。



## 设计方法及步骤：

### 1、选择轴的材料

减速器用轴为一般用途轴，选45钢调质，

$$\sigma_b = 640 \text{ MPa}, \sigma_s = 355 \text{ MPa}, \sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}, \tau_{-1} = 155 \text{ MPa},$$

$$[\sigma_{+1b}] = 215 \text{ MPa}, [\sigma_{0b}] = 100 \text{ MPa}, [\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$$

### 2、按扭转强度初步计算轴的直径

低速轴的功率：

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{联轴器}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{齿轮}} = 25 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.98 = 24 \text{ kW}$$

低速轴的转速：

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{970}{79/20} = 245.6 \text{ r/min}$$

低速轴的计算直径：

$$d_2 \geq C \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 110 \sqrt[3]{\frac{24}{245.6}} \text{ mm} = 50.7 \text{ mm}$$

### 初定轴最小直径 $d_{2\min}$

考虑轴端装联轴器需要开键槽，轴径应为，

$$d'_2 = d_2 \times (1 + 0.05) = 53.235 \text{ mm}$$

低速轴计算扭矩：

$$T_c = K \cdot 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2}$$

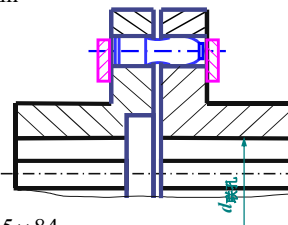
$$= 1.5 \times 9.55 \times 10^6 \times 24 / 245.6$$

$$= 1.4 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

选出轴端联轴器型号为：

$$\text{HL4 弹性柱销联轴器 } \frac{JC55 \times 84}{YA55 \times 112} GB5014-85$$

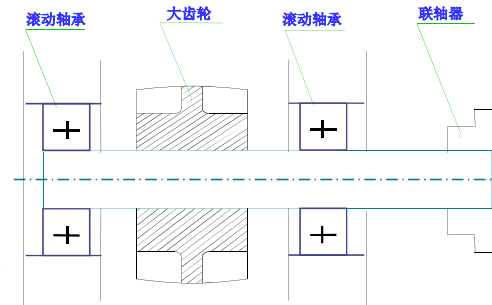
$d_{2\min}$ 应同时满足  $\left\{ \begin{array}{l} \text{强度要求即: } d_{\min} \geq d'_2 \\ \text{联轴器孔径要求: } d_{\text{联孔}} = 55 \text{ mm} \end{array} \right\}$  取 $d_{2\min} = 55 \text{ mm}$



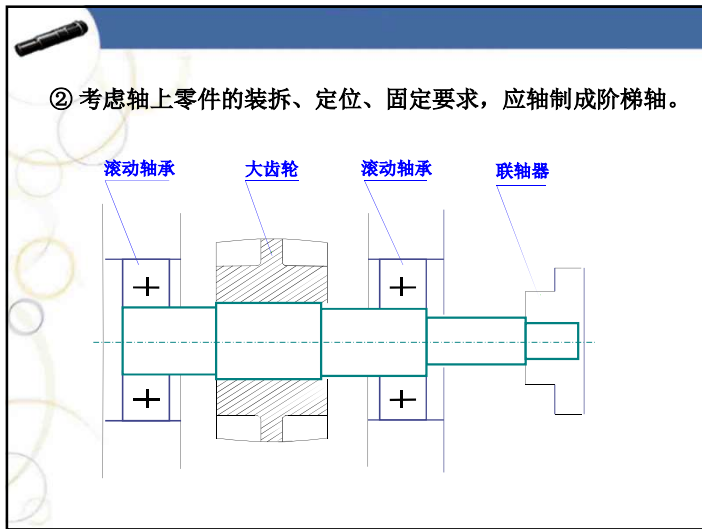
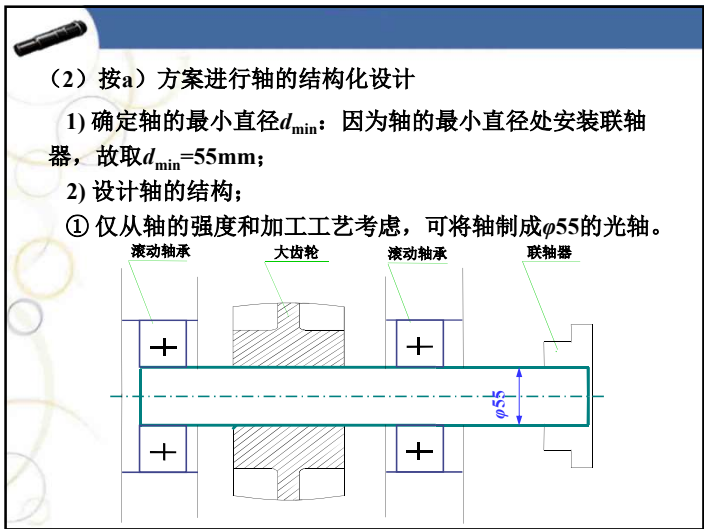
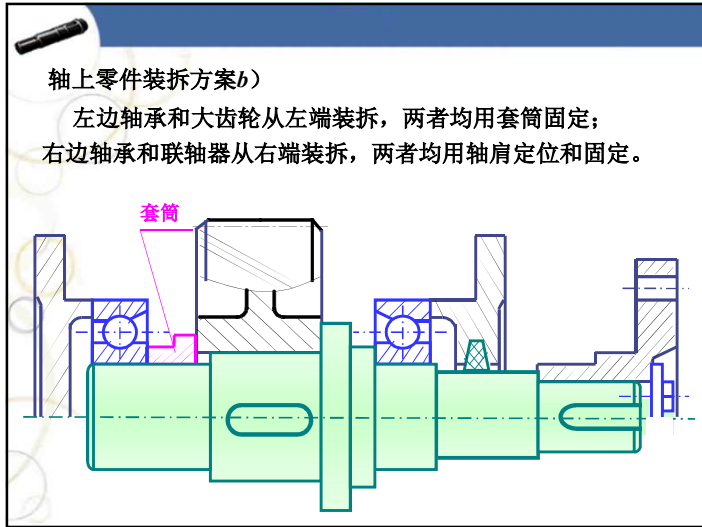
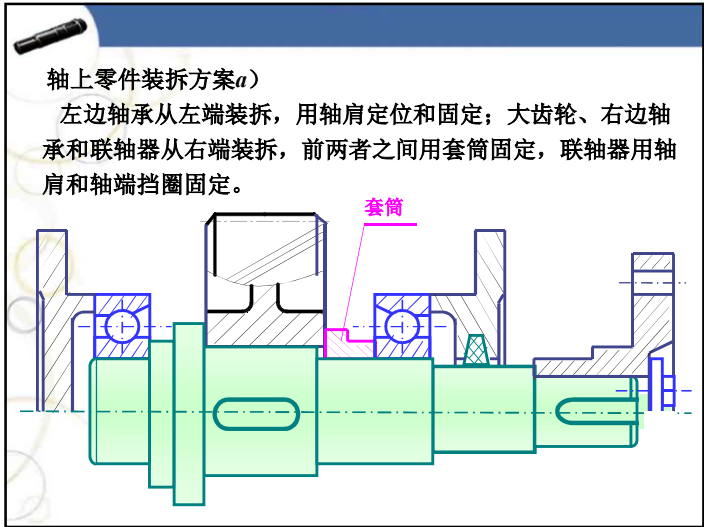
### 3、轴的结构化设计

(1) 选择轴上零件的装拆方案，初定轴的形状

轴上零件：有齿轮、滚动轴承、联轴器

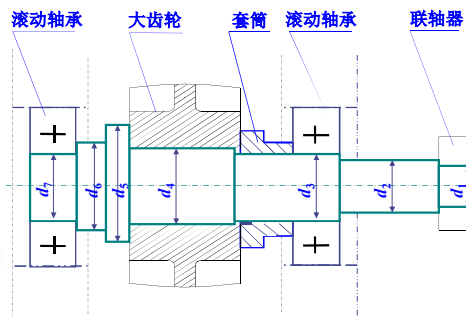


轴上零件的装拆，可采取两种方案：

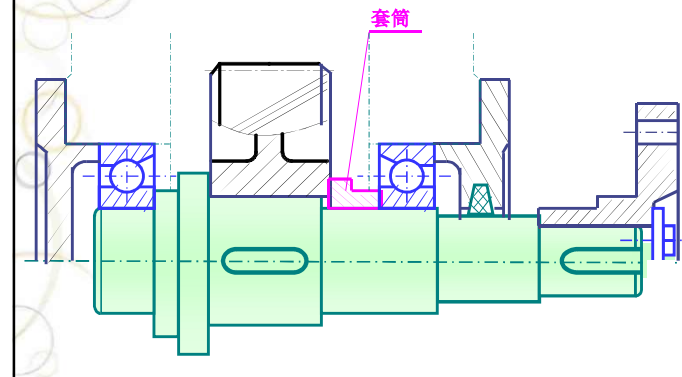




考虑左轴承和大齿轮的定位及固定，应制轴肩和轴环。  
考虑左轴承和大齿轮的定位及固定，应有套筒。



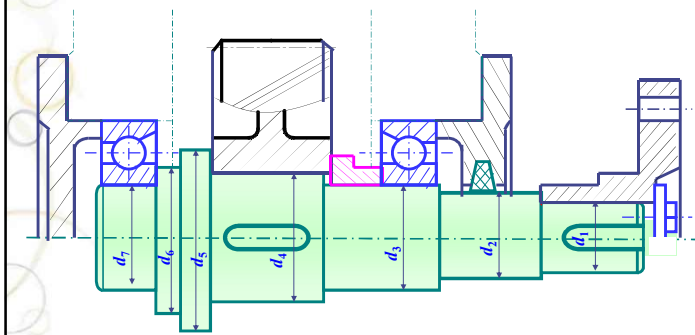
考虑联轴器、大齿轮轴向和周向固定，联轴器的轴向固定，进一步完善轴的结构。



③ 根据轴上零件的定位和固定要求确定各段轴的直径。

取：定位轴肩高度  $h = 0.07d + (2 \sim 3) \text{ mm}$

非定位轴肩高度  $h' = (2 \sim 3) \text{ mm}$ ，取  $h' = 2.5 \text{ mm}$



各段轴直径：  $d_1 = d_{\min} = 55 \text{ mm}$

$d_2 = d_1 + 2h_1 = 55 + 2 \times (0.07 \times 55 + 2) = 55 + 11.7 \text{ mm} = 66.7 \text{ mm}$ ，取  $d_2 = 65 \text{ mm}$

$d_3 = d_2 + 2h'_2 = 65 + 2 \times 2.5 = 65 + 5 \text{ mm} = 70 \text{ mm}$  (滚动轴承孔径为5倍数)

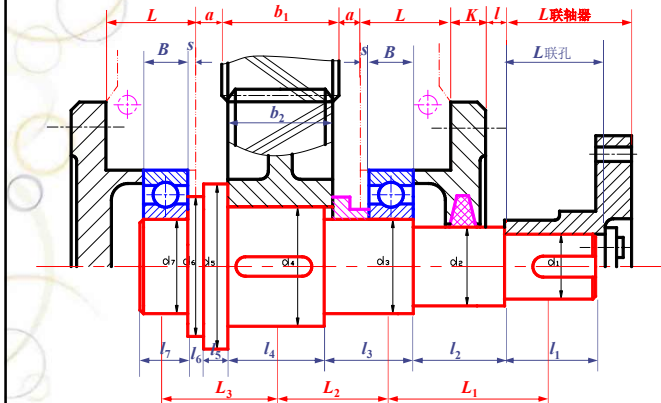
$d_4 = d_3 + 2h'_3 = 70 + 2 \times 2.5 = 70 + 5 \text{ mm} = 75 \text{ mm}$

$d_5 = d_4 + 2h_4 = 75 + 2 \times (0.07 \times 75 + 2) = 75 + 14.5 \text{ mm} = 89.5 \text{ mm} \approx 90 \text{ mm}$

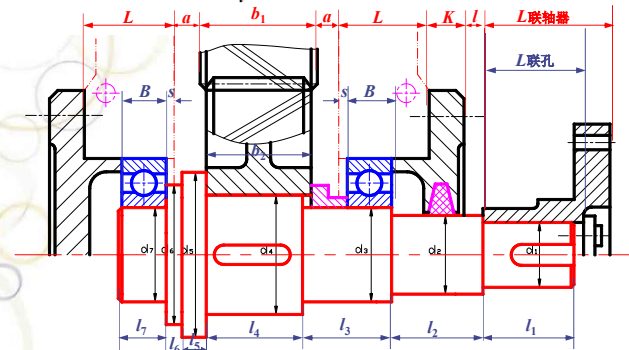
$d_6 = d_5$  (滚动轴承内圈安装尺寸，7214AC轴承  $d_a = 79 \text{ mm}$ ) = 79 mm

$d_7 = d_3 = 70 \text{ mm}$ ——同一轴上两轴承最好选同一型号的轴承，选 7214AC轴承

④ 根据轴上零件的尺寸及位置要求确定各段轴的长度 $l$ 和各力点距离 $L$ 。



➤ 确定各段轴的长度 $l_i$



$$l_4 = b_2 - (2 \sim 3) = 80 - 2.5 = 77.5 \text{ mm, 取 } l_4 = 78 \text{ mm}$$

$$l_6 = S + a + \frac{b_1 - b_2}{2} - l_5 = 5 + 15 + \frac{85 - 80}{2} - 11 = 11.5 \text{ mm 取 } l_6 = 12 \text{ mm}$$

$$l_7 = B = 24 \text{ mm} \quad \text{7214AC轴承, 宽度 } B=24 \text{ mm}$$

$$l_1 = L_{\text{联孔}} - (2 \sim 3) = 84 - 2 = 82 \text{ mm}$$

$$l_2 = (L - S + B) + K + l = 56 \text{ mm} \quad (L, K, l \text{ 根据减速器箱体结构设计定出})$$

$$l_3 = B + S + a + \frac{b_1 - b_2}{2} + (2 \sim 3) = 24 + 5 + 15 + \frac{85 - 80}{2} + 2.5 = 49 \text{ mm}$$

$$l_4 = b_2 - (2 \sim 3) = 80 - 2.5 = 77.5 \text{ mm, 取 } l_4 = 78 \text{ mm}$$

$$l_5 = 1.4 \frac{d_5 - d_6}{2} = 1.4 \times \frac{90 - 75}{2} = 10.5 \text{ mm, 取 } l_5 = 11 \text{ mm}$$

$$l_6 = S + a + \frac{b_1 - b_2}{2} - l_5 = 5 + 15 + \frac{85 - 80}{2} - 11 = 11.5 \text{ mm 取 } l_6 = 12 \text{ mm}$$

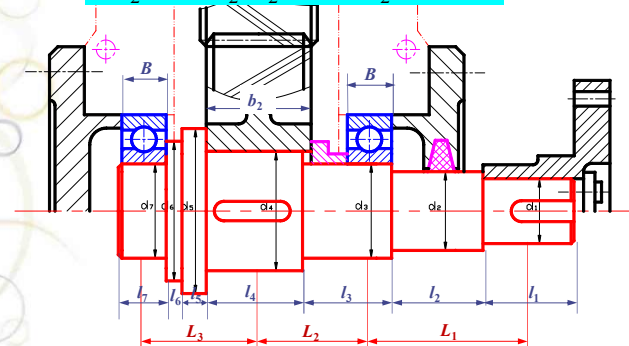
$$l_7 = B = 24 \text{ mm}$$

➤ 确定各力作用点间距离 $L_i$

$$L_1 = \frac{l_1}{2} + \frac{l_2}{2} + \frac{B}{2} = \frac{82}{2} + \frac{56}{2} + \frac{24}{2} \text{ mm} = 109 \text{ mm}$$

$$L_2 = (l_3 - \frac{B}{2} - 2) + \frac{b_2}{2} = 49 - \frac{24}{2} - 2 + \frac{80}{2} \text{ mm} = 75 \text{ mm}$$

$$L_3 = \frac{b_2}{2} + l_5 + l_6 + \frac{B}{2} = \frac{80}{2} + 11 + 12 + \frac{24}{2} \text{ mm} = 75 \text{ mm}$$



## 4、按弯扭合成强度校核计算

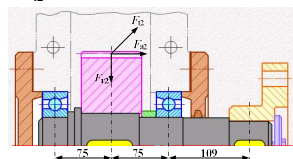
## (1) 计算齿轮上的作用力:

$$\text{扭矩 } T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \frac{24}{245.6} \text{ N} \cdot \text{mm} = 9.33 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

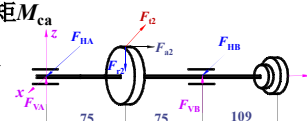
$$\text{圆周力 } F_{t2} = \frac{T_2}{r_2} = \frac{9.33 \times 10^5}{159.6} \text{ N} = 5846 \text{ N}$$

$$\text{径向力 } F_{r2} = \frac{F_{t2} \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{5846 \times \tan 20^\circ}{\cos 8^\circ 6' 34''} \text{ N} = 2150 \text{ N}$$

$$\text{轴向力 } F_{a2} = F_{t2} \tan \beta = 5846 \tan 8^\circ 6' 34'' \text{ N} = 833 \text{ N}$$

(2) 求轴承支反力, 轴的各平面弯矩  $M_V$ 、 $M_H$ , 合成弯矩  $M$ 、扭矩  $T$  及当量弯矩  $M_{ca}$ 

## 1) 画轴的空间受力简图

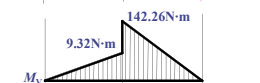


## 2) 计算垂直面支反力

$$F_{VA} = 132.2 \text{ N}$$

$$F_{VB} = 2018 \text{ N}$$

## 3) 画垂直面弯矩图



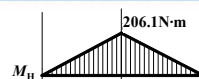
## 4) 计算水平面支反力

$$F_{HA} = 2923.5 \text{ N}$$

$$F_{HB} = 2923.5 \text{ N}$$

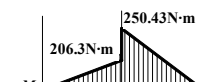


## 5) 画水平弯矩图



## 6) 画合成弯矩图

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$$



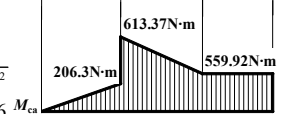
## 7) 画扭矩图



## 8) 画当量弯矩图

$$M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$$

单向运转,  $\alpha = 0.6$



## (3) 按弯、扭合成强度校核计算

## 1) 确定危险截面位置

当量弯矩最大截面如 C 截面


当量弯矩不大, 但直径较小的截面如 D 截面

## 2) 强度校核计算:

$$C \text{ 截面: } \sigma_C = \frac{M_{caC}}{0.1d^3} = \frac{613.37 \times 1000}{0.1 \times 75^3} = 14.54 \text{ MPa} < [\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$$

$$D \text{ 截面: } \sigma_D = \frac{M_{caD}}{0.1d^3} = \frac{559.92 \times 1000}{0.1 \times 55^3} = 33.65 \text{ MPa} < [\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$$

结论——轴的弯、扭合成强度足够。



作业

**P269-270: 12-1、12-9、12-11**