

第七章 轴及轴毂连接



7-1 概 述

7-2 轴的结构设计

7-3 轴的计算

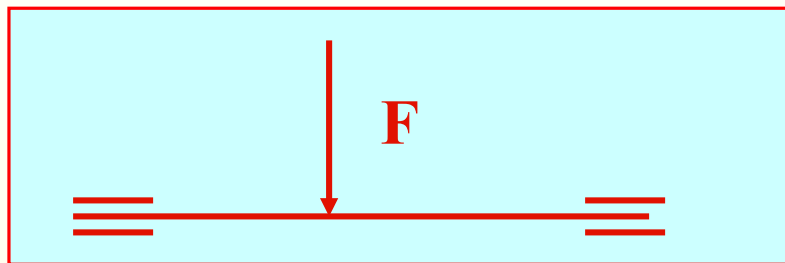
7-4 轴毂连接

7-1 概 述

一. 功用：支承回转零件，并传递运动和动力

二. 分类

1. 按载荷分

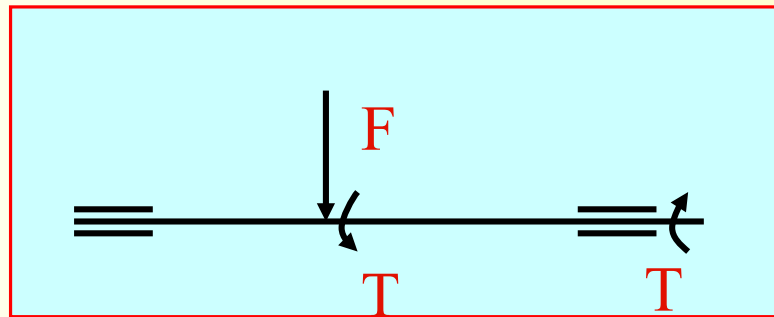


①心轴：只受弯矩，不受转矩

转动心轴，固定心轴（应力性质不同）

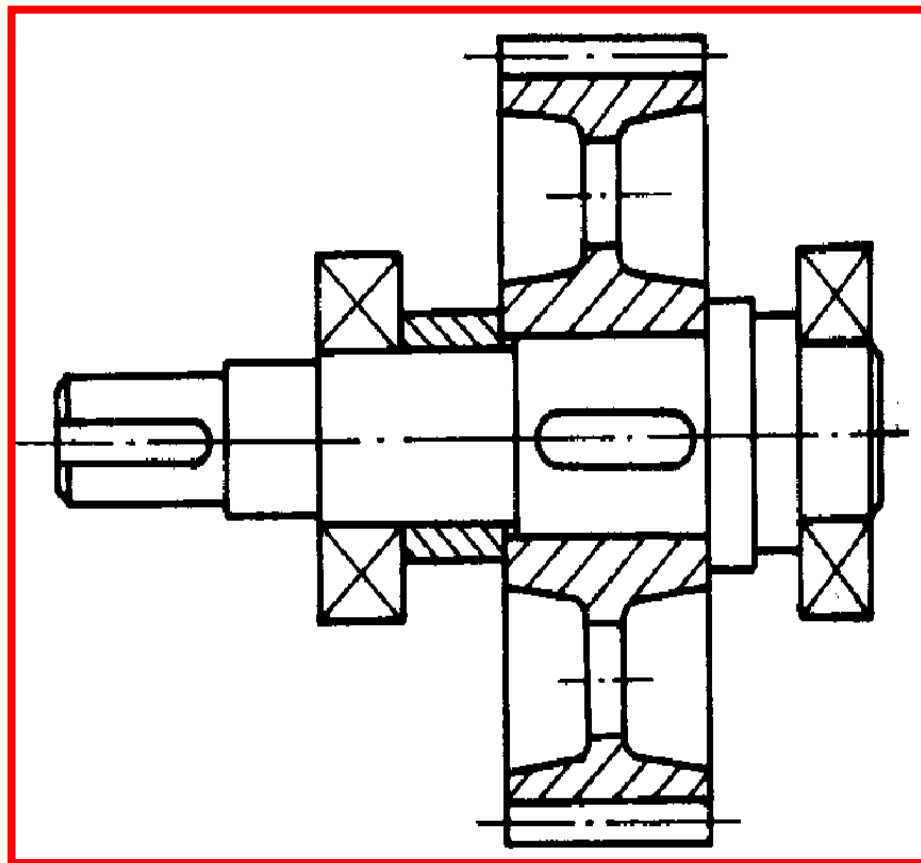
②转轴：同时受弯矩和转矩

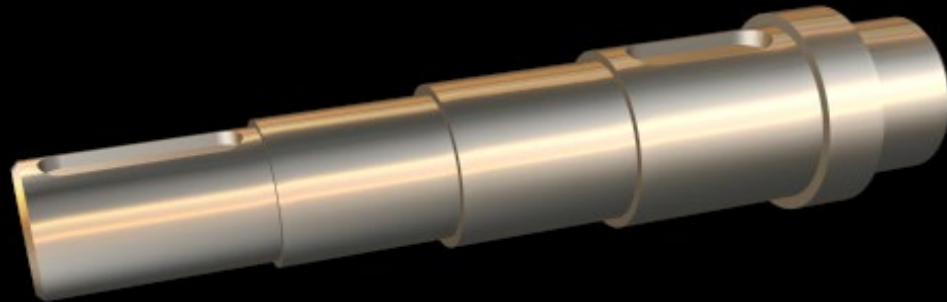
③传动轴：只受转矩



2. 按形状分

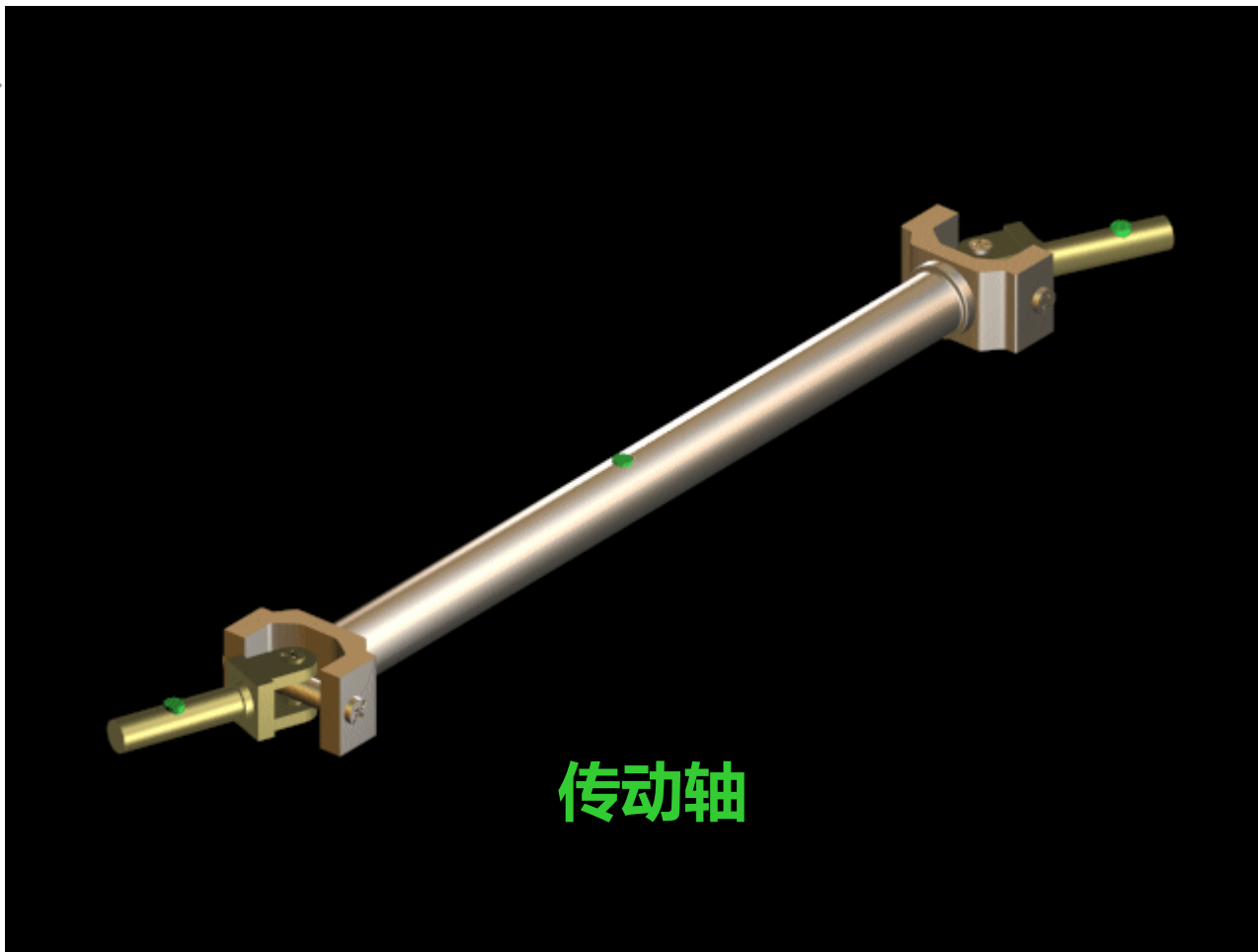
直轴 { 光轴
阶梯轴
曲轴
特殊轴



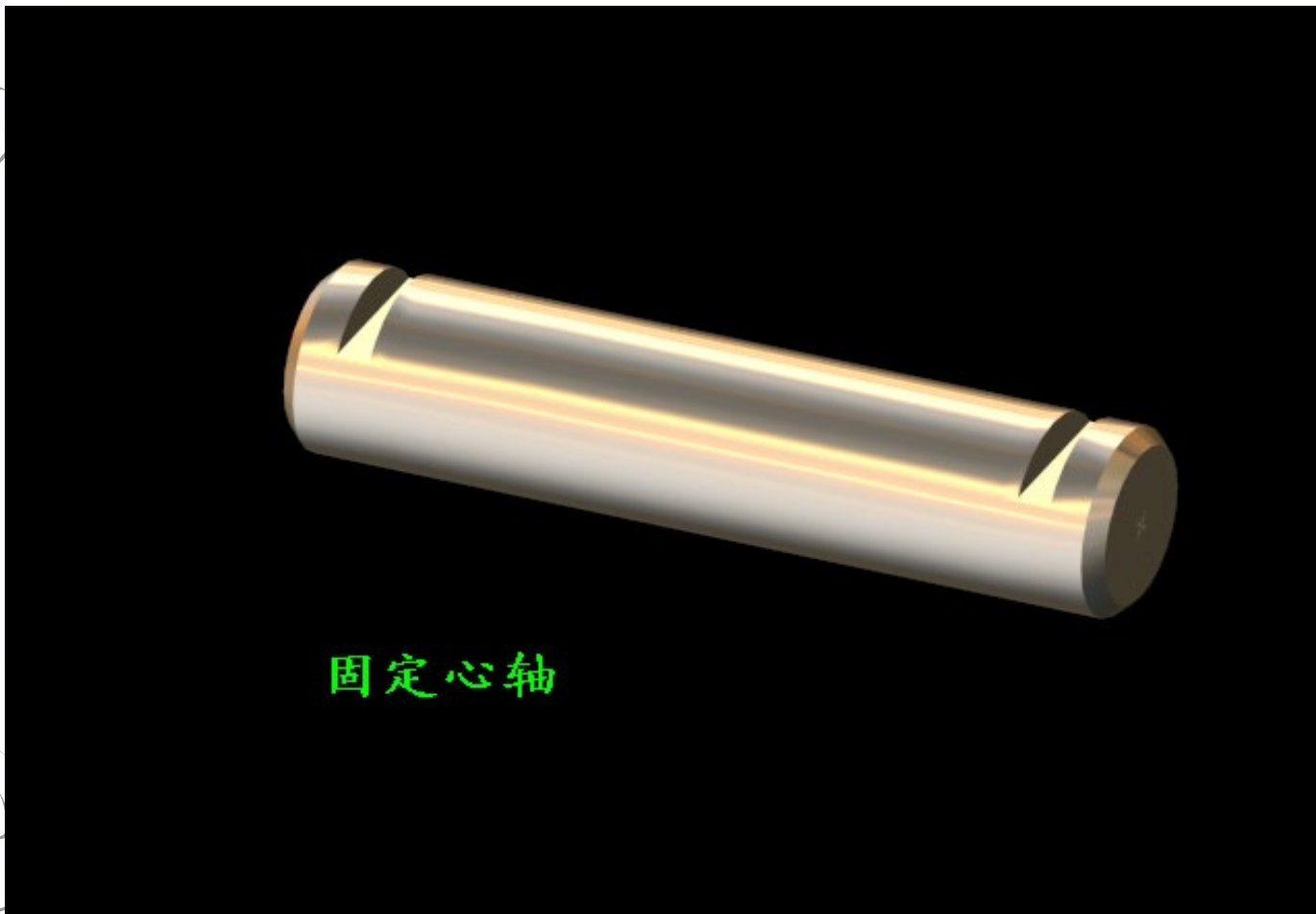


转轴

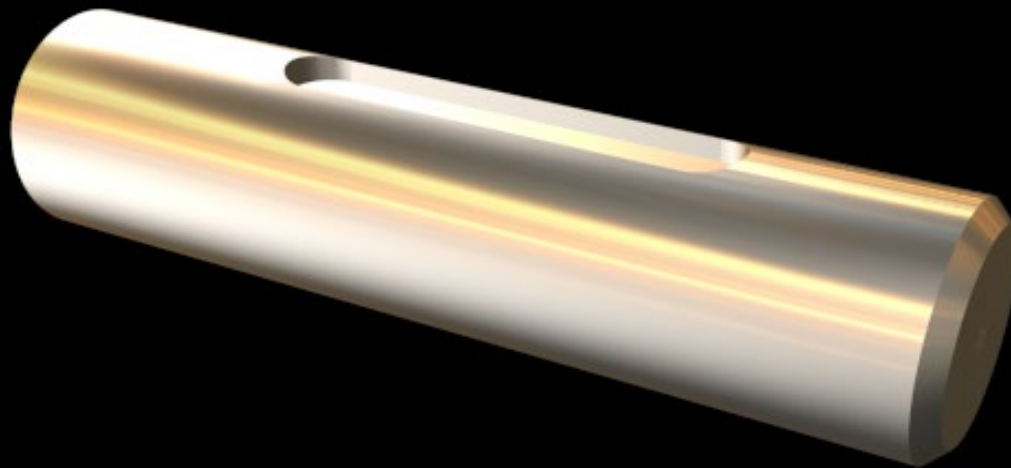
工作时既承受弯矩又承受转矩的轴称为转轴



工作时主要承受转矩，不承受弯矩或承受很小弯矩的轴

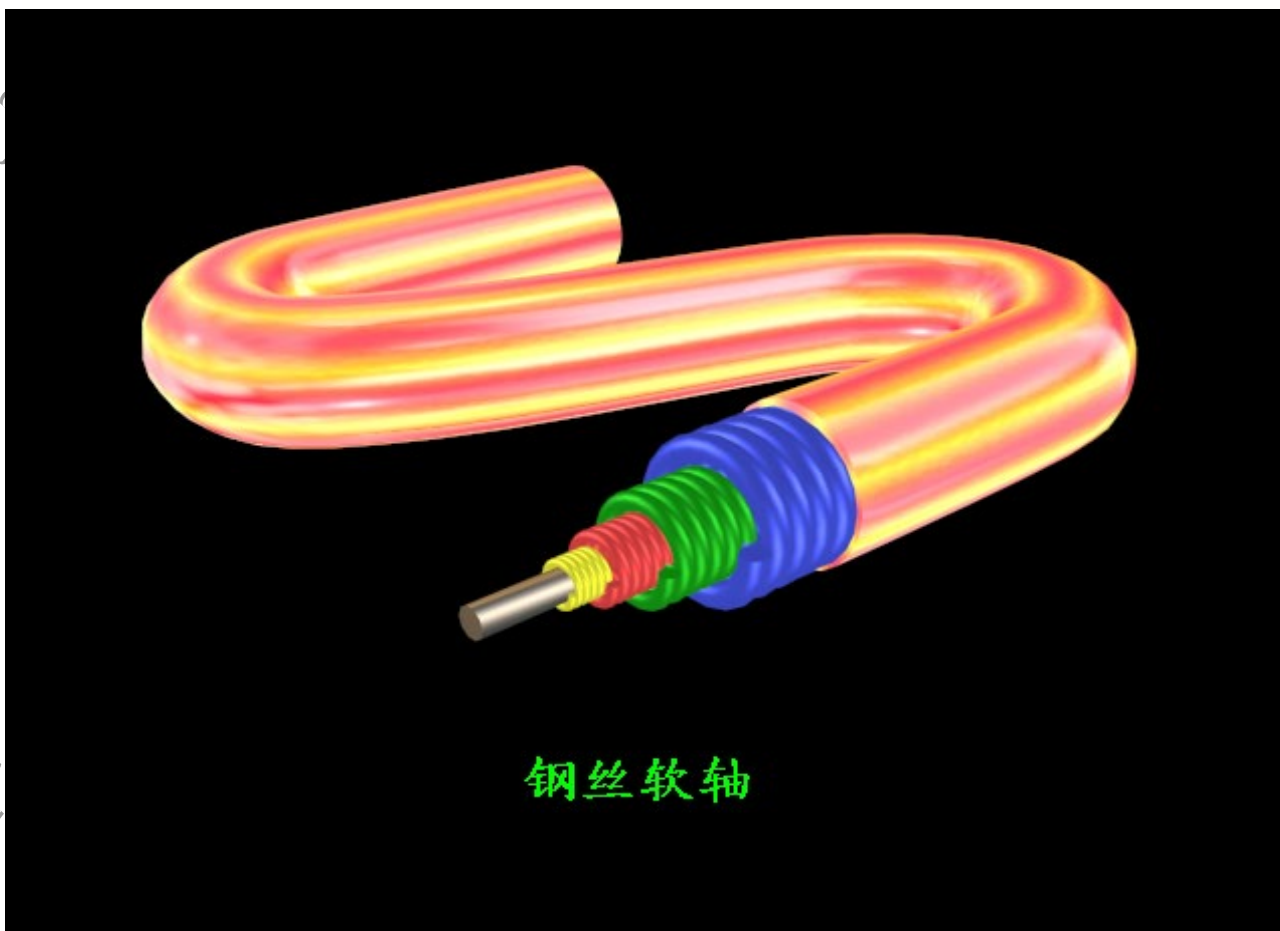


工作时只承受弯矩而不承受转矩的轴称为心轴。固定不动的心轴称为固定心轴。

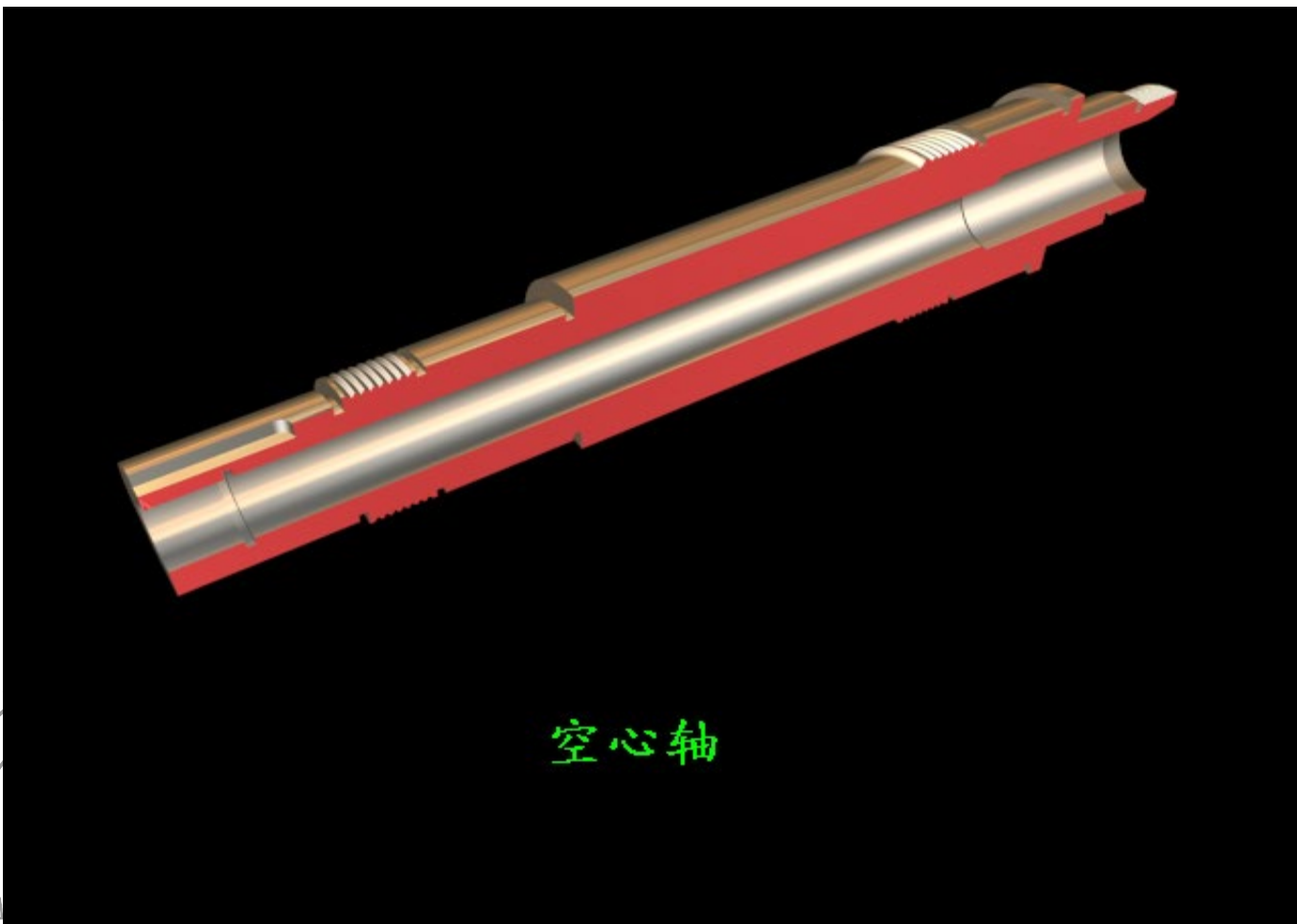


转动心轴

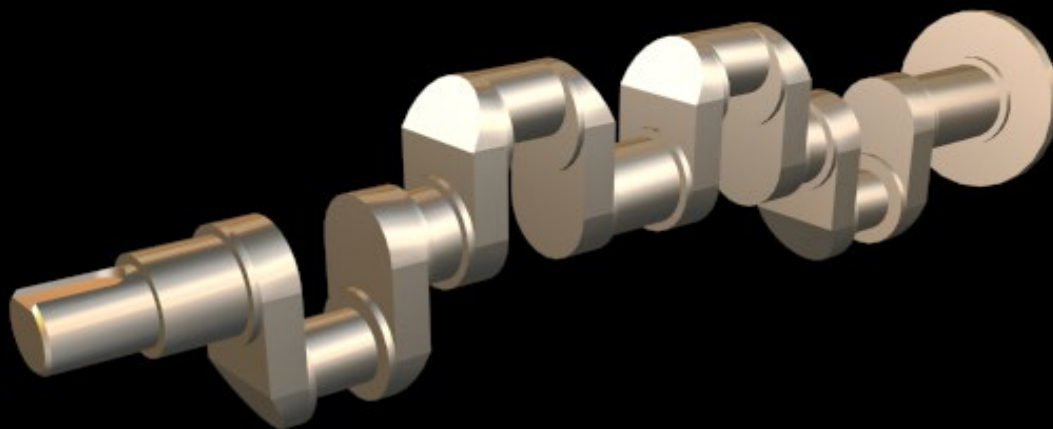
转动的心轴称为转动心轴。



挠性轴是由几层紧贴在一起的钢丝卷绕而成。它可将运动灵活地传到狭窄的空间位置。



内部为空心的轴称为空心轴。主要有机床主轴，用于减轻轴的重量；中心穿材料用。



曲轴

曲轴常用于往复式机械中实现运动方式的转换，如旋转—直线转换。



三. 轴的设计

★轴的结构设计：确定轴段的长度和直径

★轴的工作能力计算：强度，刚度，振动稳定性

轴的结构外形主要取决于轴在箱体上的安装位置及形式，轴上零件的布置和固定方式，受力情况和加工工艺等。

轴的结构设计要求：

- ①轴和轴上零件要有准确、牢固的工作位置；
- ②轴上零件装拆、调整方便；
- ③轴应具有良好的制造工艺性等。
- ④尽量避免应力集中

四. 材料选择

要求

疲劳强度高

对应力集中的敏感性小

常用材料

①**碳钢** 如: 45 40

特点: 价廉、对应力集中敏感性低、可进行热处理。

②**合金钢** 如: 40Cr 20Cr

特点: 机械性能比碳钢高, 淬火性能更好, 但价高、对应力集中敏感性高、可进行热处理。

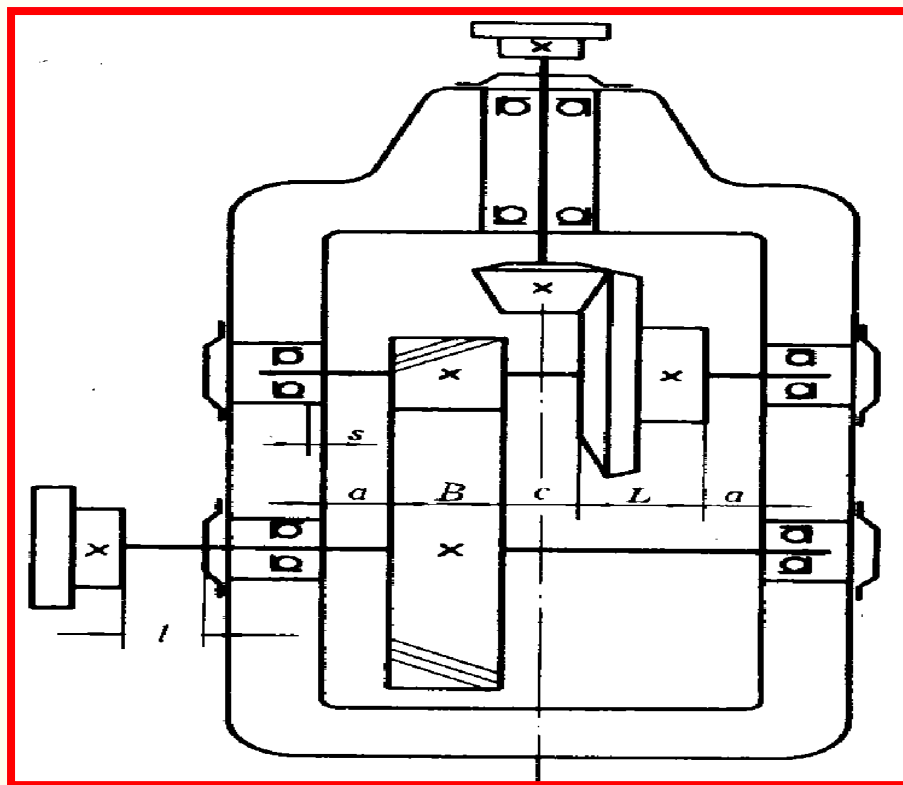
③**铸铁** 如: QT600 - 3

特点: 容易制造复杂形状的零件、价廉、有良好的吸振性、和耐磨性、对应力集中敏感性低。

7-2 轴的结构设计

一. 结构设计的基本要求

- 1.机械传动装置简图
- 2.轴的转速和传递功率
- 3.轴上传动零件的主要参数和尺寸
- 4.轴上零件的布置、定位和固定方法
- 5.轴上零件所受载荷的情况
- 6.轴的加工和装配工艺

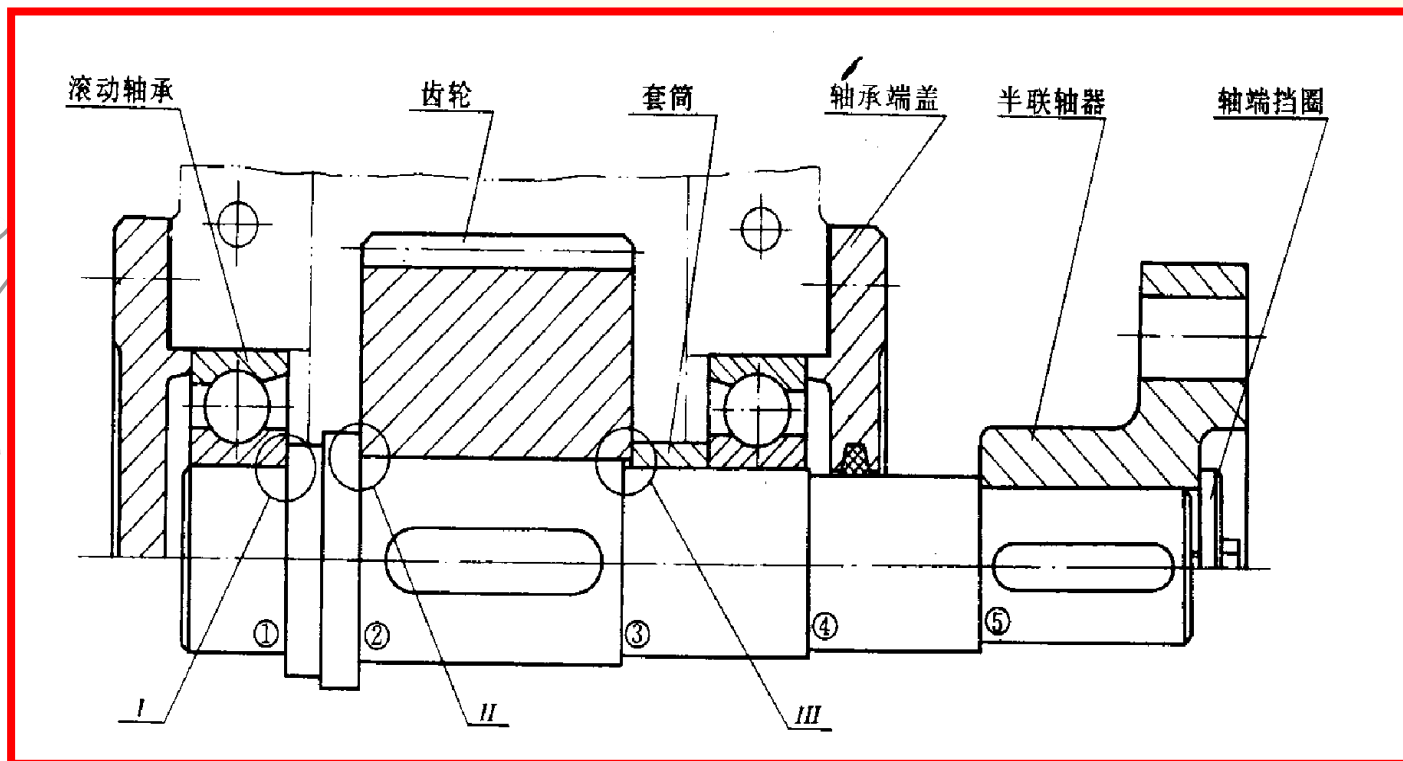


二. 结构设计思路

(一) 拟定轴上零件的装配方案:

根据轴上零件的结构特点, 首先要预定出主要零件的装配方向、顺序和相互关系, 它是轴进行结构设计的基础, 拟定装配方案, 应先考虑几个方案, 进行分析比较后再选优。

原则: 1) 轴的结构越简单越合理; 2) 装配越简单、方便越合理





(二) 轴上零件的定位固定

1. 轴上零件的轴向定位固定

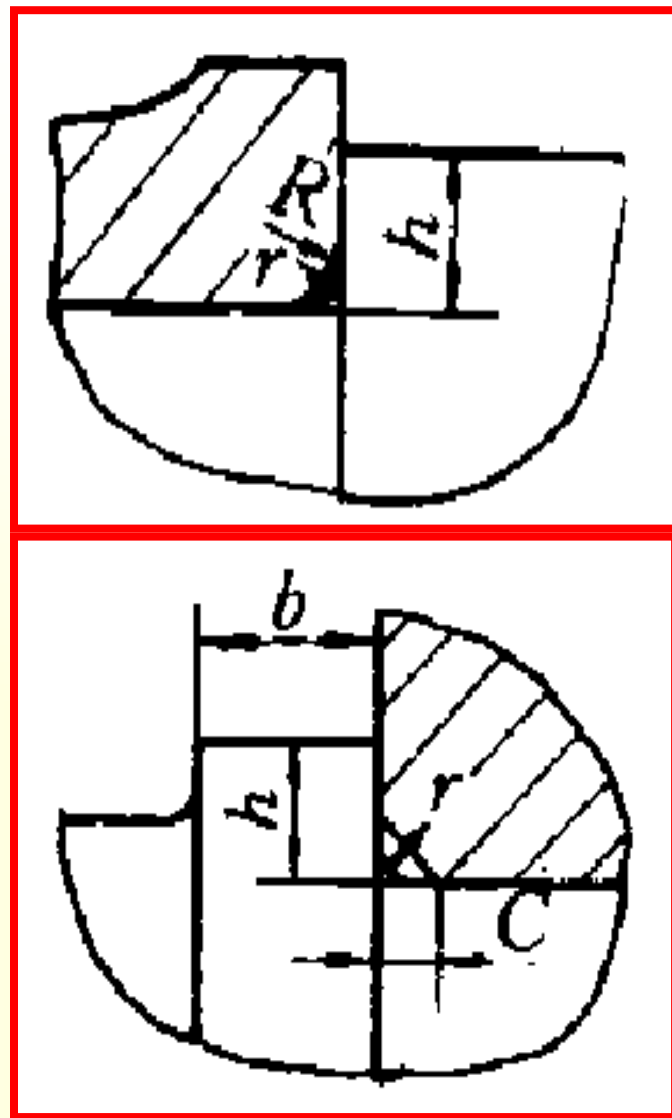
★轴上零件的定位固定：轴肩、套筒、轴承端盖圆螺母、轴承挡圈、弹性挡圈、紧定螺钉等

★★轴肩分二类

①定位轴肩 $h=(0.07\sim0.1)d$
 $r < C(\text{或} R) < h$

②非定位轴肩 $h=1\sim2\text{mm}$
作用：过渡（方便装拆）

★★★轴环 $b=0.4d$



轴肩定位：多用于轴向力较大的场合。

套筒定位：多用于两个零件之间的定位。

圆螺母定位：可承受大的轴向力，一般用于轴端零件的固定。

轴端挡圈：用于轴端零件的固定。

轴承端盖定位：一般也用于整个轴系的轴向定位

其它：用于较小轴向力的场合。如：弹性挡圈、紧定螺钉、锁紧挡圈、圆锥面定位等。

2. 轴上零件的周向固定：

键、花键、销，过盈配合、紧定螺钉、成型联接

(三) 确定轴的各段直径和长度

● **直径：** 初值 $d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$

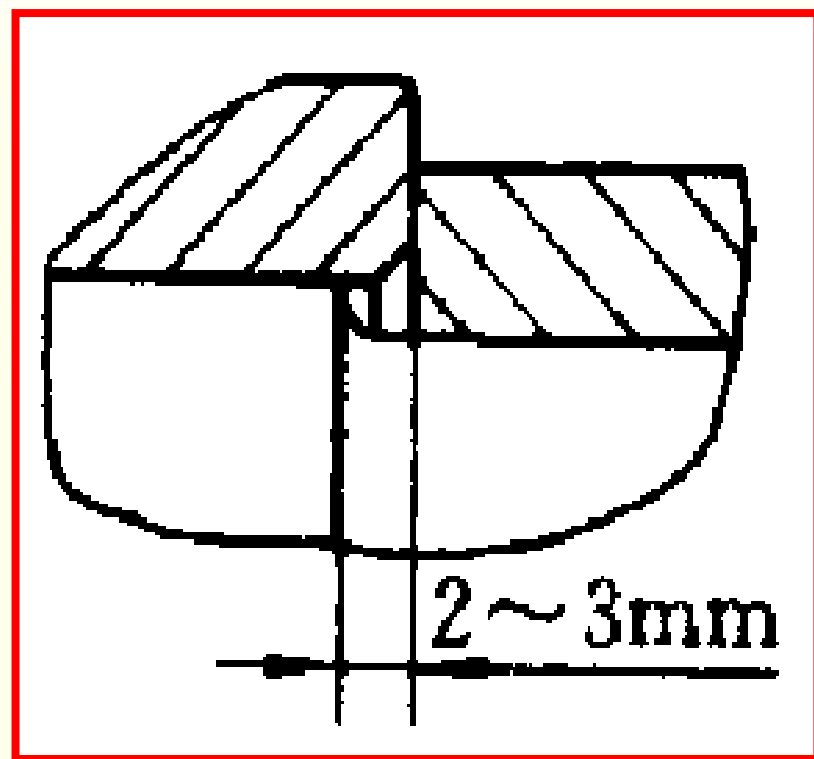
P为传递的功率

n为轴的转速

C为轴的材料系数

● **长度：** 根据结构确定

图示：与轮毂相配的轴段
长度应比轮毂短2 ~ 3mm





(四) 结构工艺性 (制造、安装、拆卸)

- 1. 轴端应倒角，且倒角尺寸应尽量相同**
- 2. 应注意留有砂轮越程槽、螺纹退刀槽等**
- 3. 不同轴段键槽应布置在同一母线上**
- 4. 考虑轴上零件的装拆工艺性的要求**
- 5. 轴肩圆角 r ——避免应力集中**

**如：轴肩或套筒的高度低于轴承内圈的高度
利用过渡轴肩以方便轴上零件的装拆**

7-3 轴的计算

一. 强度计算

1. 按扭转强度计算：传动轴设计或转动轴初估

● 强度条件

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}}{0.2 d^3} \leq [\tau]_T$$
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}}{0.2 [\tau]_T}}$$
$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

C:材料系数 表7-2

式中

T —— 转矩

W_T —— 抗扭截面模量 $W_T = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2d^3$

P —— 传递功率

n —— 转速

d —— 轴径

$[\tau]_T$ —— 许用扭转切应力

说明

①公式只适用于实心圆轴

②对外伸轴：C 可取小值

中间轴：C 可取大值

③当有键槽时：一个键 d 增加5~7%

($d < 100\text{mm}$) 二个键 d 增加10~15%

2. 按弯扭合成强度计算：转轴校核

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

●强度条件

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

式中 W —— 抗弯截面模量 $W = \frac{\pi}{32} d^3 \approx 0.1d^3$
 $[\sigma_{-1}]$ —— 轴的许用弯曲应力

α —— 应力折算系数

当 σ 为对称循环变应力时

①若 τ 为静应力 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_{+1}]} = 0.3$

②若 τ 为脉动循环变应力 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]} = 0.6$

③若 τ 为对称循环变应力 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_{-1}]} = 1$

说明

①对心轴：以 $T=0$ 代入计算。

②计算时应找 2~3 个危险截面。

3. 安全系数法精确校核计算

• 疲劳强度条件

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq S$$

$$\text{式中 } S_{\sigma} = \frac{K_N \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad S_{\tau} = \frac{K_N \tau_{-1}}{K_{\tau} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

当 σ 为对称循环变应力时

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W} \quad \sigma_m = 0$$

当 τ 为脉动循环变应力时

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \tau_{\max} = \frac{T}{2W_T}$$

4. 按静强度条件进行校核（防止过载）

● 静强度条件

$$S_{sca} = \frac{S_{s\sigma} S_{s\tau}}{\sqrt{S_{s\sigma}^2 + S_{s\tau}^2}} \geq S$$

式中

$$S_{s\sigma} = \frac{\sigma_s}{\frac{M_{\max}}{W} + \frac{F_{\max}}{A}}$$

$$S_{s\tau} = \frac{\tau_s}{T_{\max} / W_T}$$

二. 刚度计算及振动稳定性计算

三. 轴的强度计算过程

1. 作计算简图 (力的分解与合成)

2. 作弯矩图

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

3. 作转矩图

4. 作当量弯矩图

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

5. 按弯扭合成强度计算 (2~3 个危险截面)

6. 按安全系数法精确校核计算 (2~3 个危险截面)

四. 提高轴的强度措施

1.改进轴的结构，减少应力集中措施：

- 1) 轴径变化平缓；
- 2) 增大轴的过渡圆角 r ；
- 3) 凹切圆角；
- 4) 过渡肩环；
- 5) 开卸载槽—过盈配合处减少应力集中；
- 6) 加大配合部轴径；
- 7) 选择合理的配合；
- 8) 盘铣刀铣键槽比用指铣刀铣，应力集中小；
- 9) 渐开线花键比矩形花键应力集中小；
- 10) 避免在受载较大



2.合理布置轴上零件以减少轴的载荷

- 1) 轴上传动件尽量靠近支承，并避免使用悬臂支承形式，以减少轴所受的弯矩。**
- 2) 扭矩由一个传动件输入，几个传动件输出时，应将输入件放在中间。**
 - (a) 轴上最大扭矩**
 - (b) 大齿轮与轴一体，即受弯又受扭**

3.选择受力方式以减小轴的载荷，改善轴的强度和刚度

采用力平衡或局部相互抵消的办法来减小轴的载荷

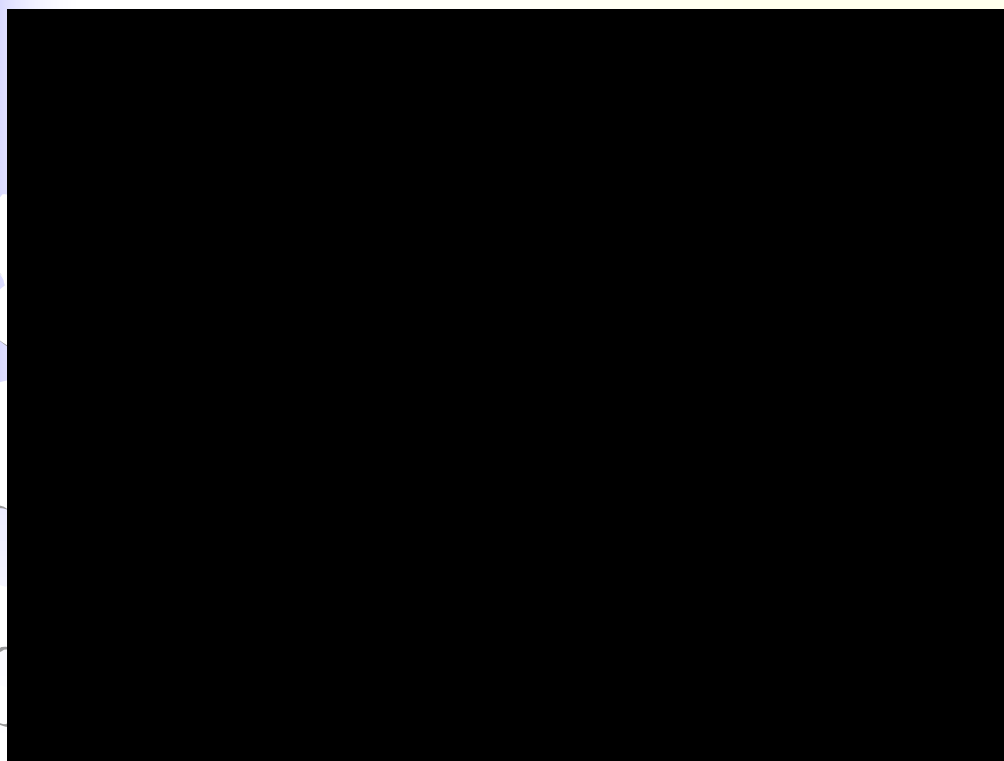
- 1) 行星轮均匀布置，使太阳轮只受转矩而不受弯矩
- 2) 一根轴上有两个斜齿轮只受转矩，而不受弯矩
- 3) 小锥齿轮轴改悬臂支承为简支安装，可提高轴的强度和刚度，改善锥齿轮的啮合。

4.改进表面质量提高轴的疲劳强度

- 1)改进轴的表面粗糙度→提高轴的疲劳强度→高强度材料轴更应如此。
- 2)表面强化处理（高频淬火、表面渗碳、氰化、氮化、喷丸、碾压）使轴的表层产生预压应力→提高轴的抗疲劳能力。

7-4 轴 毂 联 接

轴毂联接主要用来实现轴和轮毂（如齿轮、带轮等）之间的周向固定并用来传递运动和转矩。有时还可以实现轴上零件的轴向固定或轴向移动（导向）。



常见类型：

键连接

花键连接

过盈配合连接

销连接

胀套连接

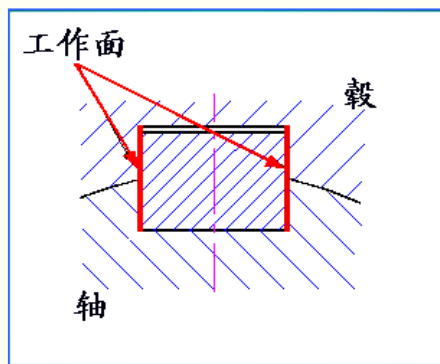
成型连接

7-4-1 键 连 接

一、键连接的主要类型和工作原理

1、平 键

普通平键
导向平键
滑动平键



连接定心性好，
装拆方便，能
承受冲击或变
载荷。

2、半圆键

3、楔 键

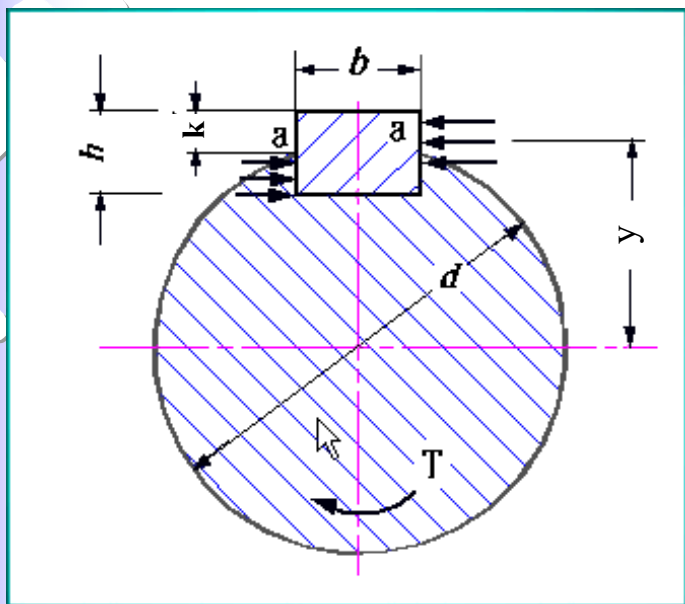
4、切 向 键



二、键连接的强度校核计算

- 设计步骤：**
- 1.根据工作条件和使用要求选定键的类型；
 - 2.根据轴的直径查标准确定键的横截面尺寸；
 - 3.根据轮毂长度确定键的长度；
 - 4.在确定了结构和尺寸之后还需校核连接的强度。

1、平键连接的受力和失效形式



失效形式:

静连接

常为较弱零件工作面的压溃;

动连接

常为较弱零件工作面的磨损;

2、平键连接的强度校核

挤压强度:
(静连接)

$$\sigma_{jy} = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma_{jy}]$$

耐磨性计算:
(动连接)

$$p = \frac{4T}{dhl} \leq [p]$$

T: 转矩

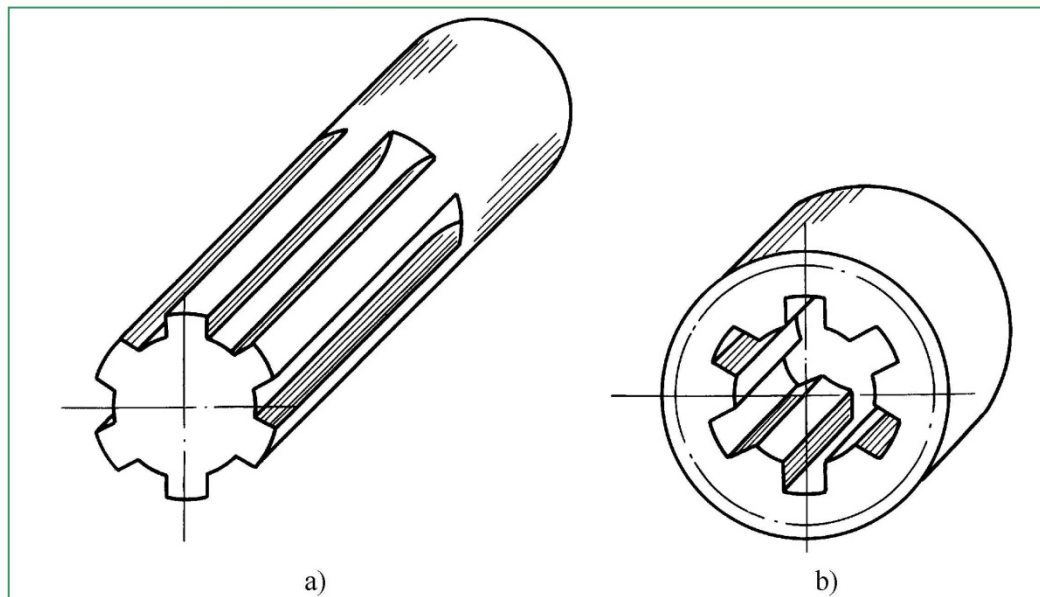
d: 轴的直径

h: 键高

l: 键的工作长度

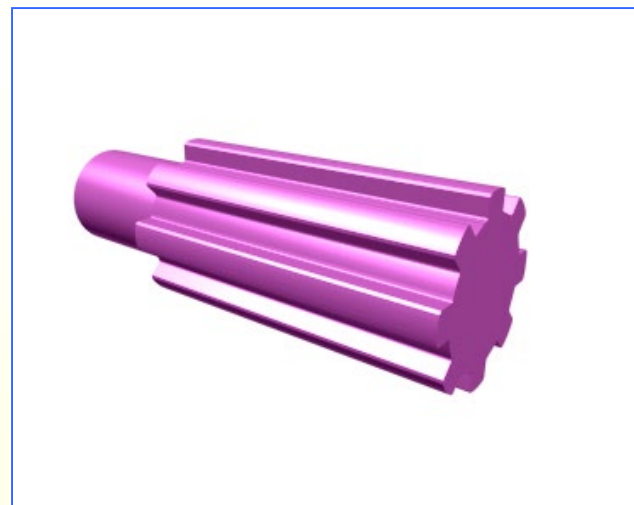
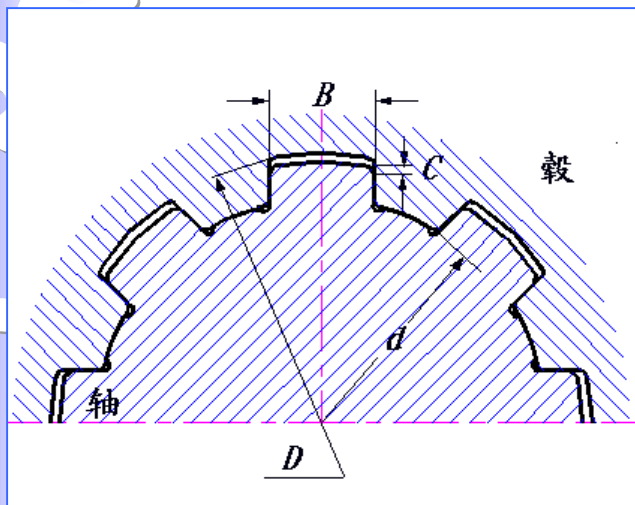
7-4-2 花键连接

一、花键连接的类型和特点

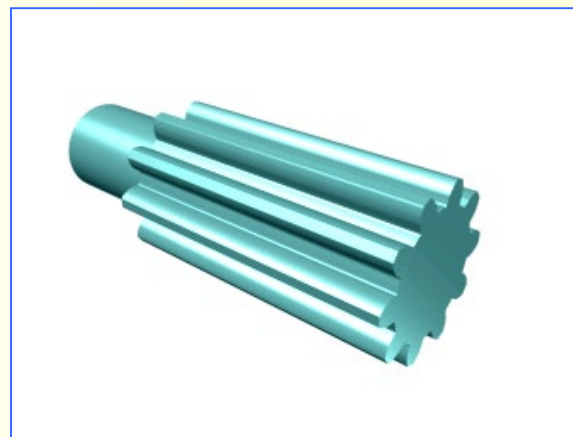
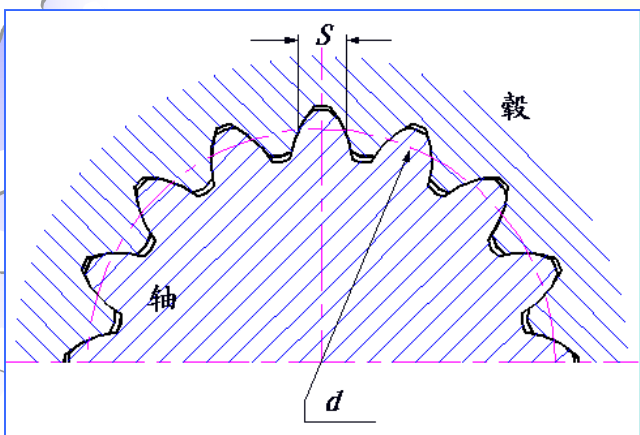


优点：齿对称分布，对中性、导向性、载荷分布的均匀性均较好，而且齿数多，接触面积大，承载能力高。

缺点：制造比较复杂，成本高。



矩形花键



渐开线花键

二、花键连接的强度校核计算

挤压强度：
(静连接)

$$\sigma_p = \frac{4T}{\psi z h l d} \leq [\sigma_p]$$

耐磨性计算：
(动连接)

$$p = \frac{4T}{\psi z h l d} \leq [p]$$

T——传递扭矩 (N.m)

Z——花键齿数

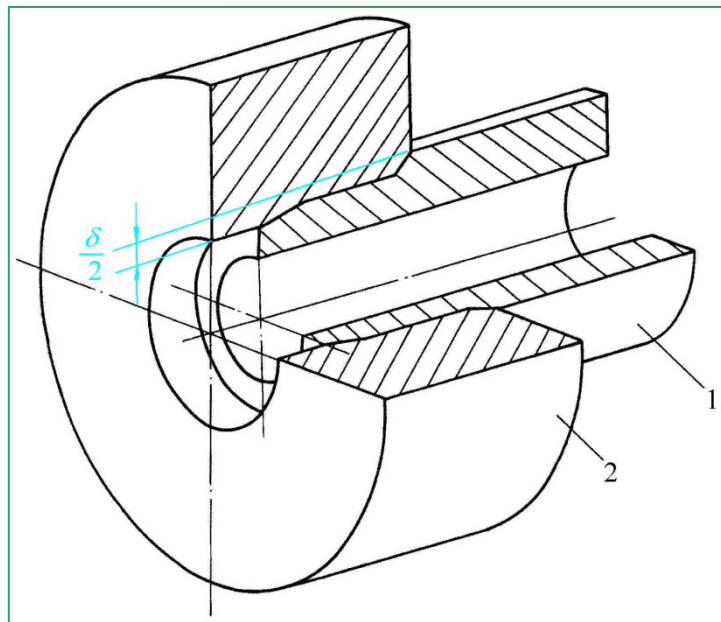
l——键齿工作长度 (mm)

h——键齿侧面工作高度 (mm)

ψ ——花键各键齿受力不均匀系数 = 0.7 ~ 0.8

7-4-3 过盈连接

一、过盈连接的组成、特点和应用

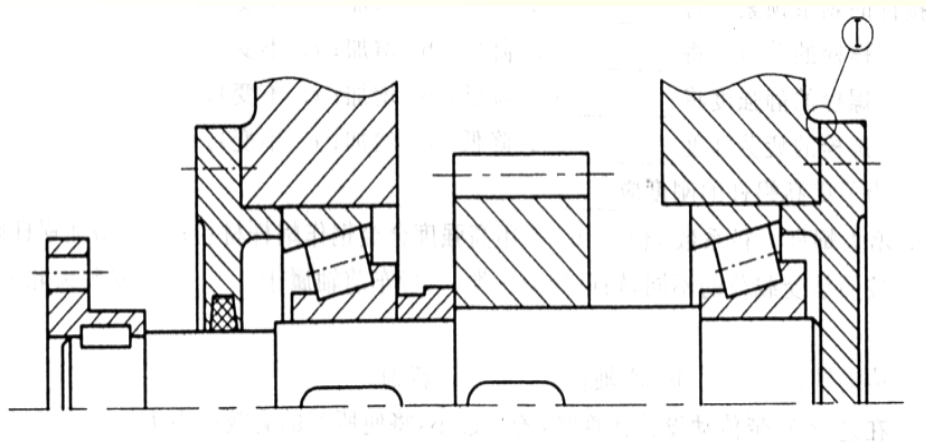


优点：结构简单、对中性好、承载能力高，不需要附加其他零件，可实现轴毂间的轴向和周向固定。

缺点：装配麻烦、拆卸困难。

十、轴系结构改错题，按示例①所示，指出图示轴系结构的其他错误。

示例①——缺少调整垫片。



- ①轴承盖与机架间缺少调整垫片；
- ②右轴承装反了；
- ③轴右端太长，轴端面到轴承右端面即可；
- ④应有箱体内壁粗实线；
- ⑤齿轮右侧应设一轴环，给齿轮轴向定位；
- ⑥与齿轮配合的轴头长应比齿轮轮毂宽度短1~2mm；
- ⑦左轴承处不应有键；
- ⑧齿轮处键应与联轴器键在一条母线上；
- ⑨透盖与轴颈应有间隙；
- ⑩轴上键的周边应画剖面图；联轴器上键槽应是贯通的，键槽顶面应与键的上面有间隙；

