



第04章

轴承及轴设计

(下)

宋超阳

南方科技大学

本章要点概述

- 滑动轴承概述
- 滑动轴承的结构形式
- 轴瓦的材料和结构
- 非液体摩擦滑动轴承的设计
- 液体摩擦动压向心滑动轴承的设计
- 其他轴承简介
- 滚动轴承概述
- 滚动轴承的主要类型及其代号
- 滚动轴承的选择
- 滚动轴承的工作情况及设计约束
- 滚动轴承的校核计算
- 新型轴承与滚动导轨简介
- 轴的结构设计
- 轴设计中的物理约束
- 轴的设计
- 轴毂连接计算

新型轴承与 滚动导轨简介

陶瓷轴承简介

- 军事装备及民用高性能设备都向着高速、高精度方向发展
 - 如：航空涡轮发动机和增压器的主轴轴承的 d 值已达到并超过 $3 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ (d 为轴承内径 mm ; n 为轴承转速, r/min)
 - 普通滚动轴承已适应不了这种工作条件, 因此人们研制出了陶瓷滚动轴承
- 陶瓷滚动轴承的结构与普通滚动轴承相似, 一般只是以陶瓷滚动体代替金属滚动体
 - 以陶瓷滚子或陶瓷球作为滚动体的组合陶瓷轴承, 作为高速、高精度轴承, 不仅在军事装备上可以充分发挥其卓越的性能, 而且可用于数控机床、加工中心和大型发电机组的主传动系统
- 氮化硅陶瓷滚动体的组合陶瓷滚子轴承 (即钢套圈和陶瓷滚子) 的优点

接触中不产生黏着和胶合, 摩擦磨损极小

热膨胀系数较低, 热变形小, 允许采用较小的游隙, 故热稳定性好, 旋转精度高

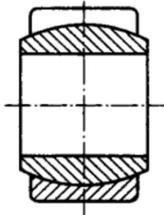
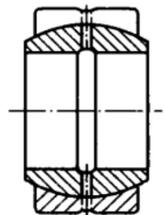
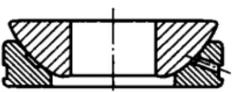
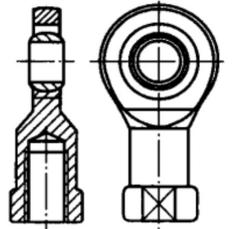
有自润滑性, 可以采用较为简单的润滑方式

滚动体离心力小, 因此外圈接触应力小, 疲劳寿命高

新型轴承与滚动导轨简介

关节轴承简介

- 工业机器人的手腕位于手臂末端，用来支承末端执行器并调整其姿态
 - 一般手腕由多个同轴回转副或销轴回转副的关节组成
 - 其关节部位的轴承采用关节轴承
- 关节轴承是以滑动接触表面为球面，主要适用于
 - 摆动运动、倾斜运动和旋转运动的球面滑动轴承
- 按受载荷方向不同，可分为
 - 角接触
 - 向心
 - 推力
 - 杆端关节轴承

序号	简图	结构形式代号和名称	承受载荷的方向和相对大小	说明
向心关节轴承		GE...E 型向心关节轴承	径向载荷和任一方较小的轴向载荷	单缝外圈；无润滑油槽
向心关节轴承		GE...ES 型向心关节轴承	径向载荷和任一方较小的轴向载荷	单缝外圈；有润滑油槽
角接触关节轴承		GAC...S 型角接触关节轴承	径向载荷和一方向的轴向（联合）载荷	内、外圈均为淬硬轴承钢；外圈有油槽和油孔
推力关节轴承		GX...S 型推力关节轴承	一方向的轴向载荷或联合载荷（此时，其径向载荷值不得大于轴向载荷的 0.5 倍）	轴圈和座圈均为淬硬轴承钢；座圈有油槽和油孔
杆端关节轴承		SI...E 型杆端关节轴承	径向载荷和任一方小于或等于 0.2 倍径向载荷的轴向载荷	系 GE...E 型轴承与杆端的组装体。杆端有内螺纹，材料为碳素结构钢；无润滑油槽

滚动导轨简介

- 在工业机器人的机械系统中，为消除一般直线运动机构中因使用螺旋传动、齿轮传动等传动副而出现的机械误差，一些移动关节可采用直线电动机导轨结构
 - 在导轨盒内装有电动机，包括滚动导轨与直线电动机

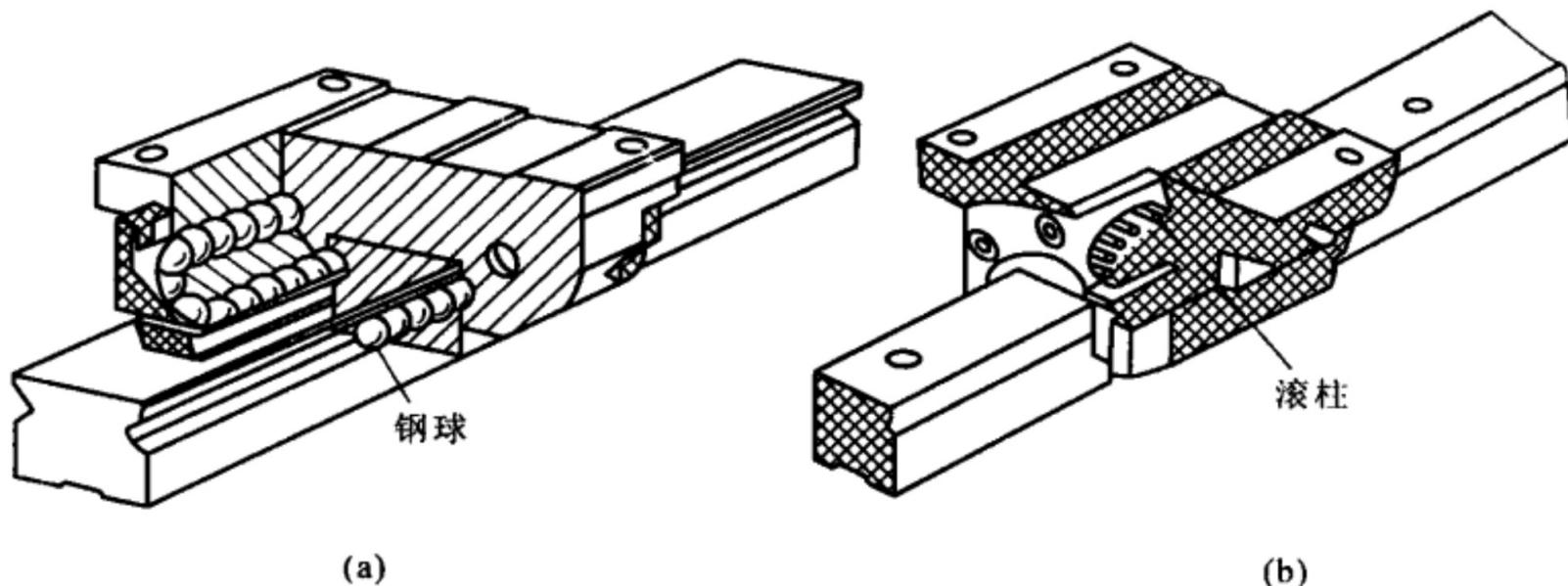
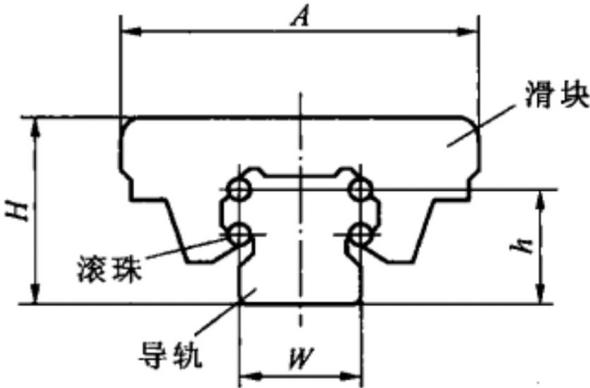
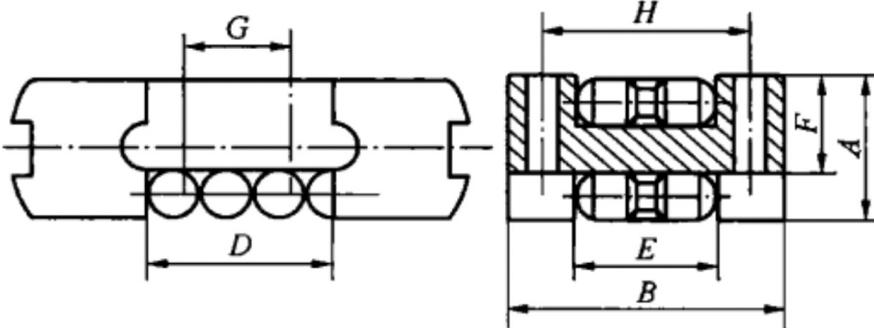


图 8-16 直线滚动导轨的滚动体

(a) 钢球式; (b) 滚柱式

类型	简图及特点
直线 滚动 导轨 副	 <p>滚动体与圆弧沟槽相接触,与点接触相比,承载能力大,刚性好;</p> <p>摩擦系数小,一般小于 0.005,仅为滑动导轨副的 $\frac{1}{20} \sim \frac{1}{40}$;</p> <p>节省动力,可以承受上、下、左、右四个方向的载荷;</p> <p>磨损小,寿命长,安装、维修、润滑方便。运动灵活、无冲击,在低速微量进给时,能很好地控制位置尺寸</p>
滚动 导轨 块	 <p>滚动体为圆柱滚子,承载能力大约为球轴承的 10 倍以上;</p> <p>摩擦系数小,且动、静摩擦系数之差较小,对反复启动、停车、反向且频率较高机构,可减少整机重量及动力消耗;</p> <p>灵敏度高,低速微调时控制准确,无爬行。滚动时导向性好,可提高机械随动性及定位精度。润滑系统简单,装拆、调整方便</p>

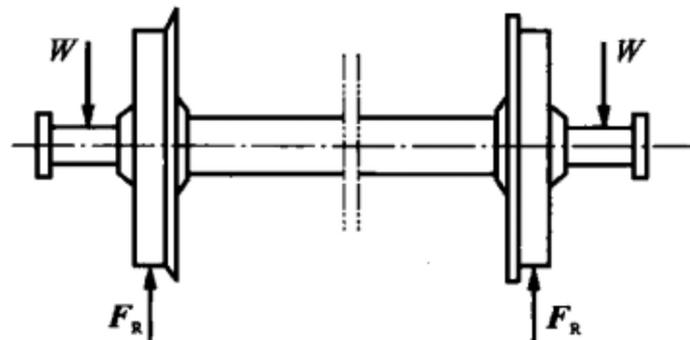
轴

轴是组成机器的重要零件之一，其主要功能是
支承作回转运动的传动零件（如齿轮、蜗轮等），
并传递运动和动力

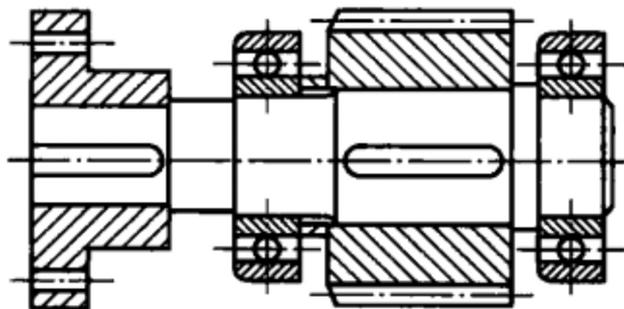
轴的功能及类型

- 根据轴的受载情况的不同，可分为

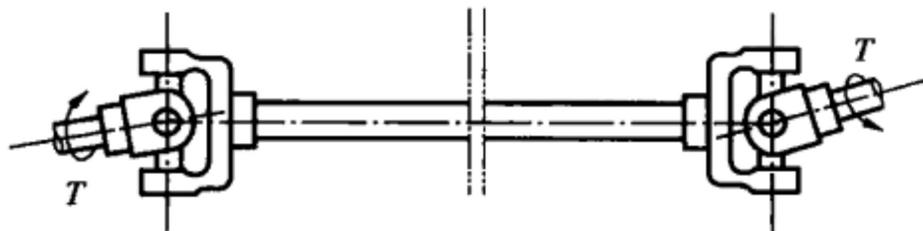
心轴：只受弯矩而不受转矩作用，如机车车辆的轴



转轴：既受弯矩又受转矩作用，如减速器的轴



传动轴：主要受转矩作用，不受弯矩或所受弯矩很小，如汽车的传动轴

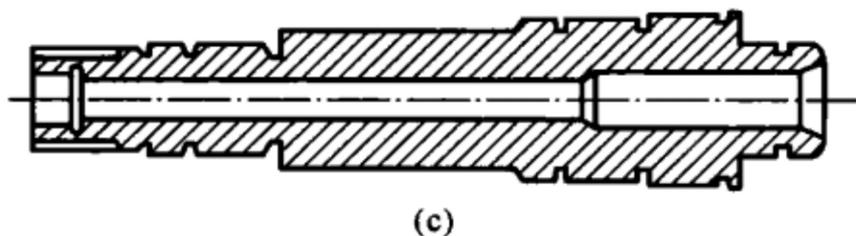


轴的功能及类型

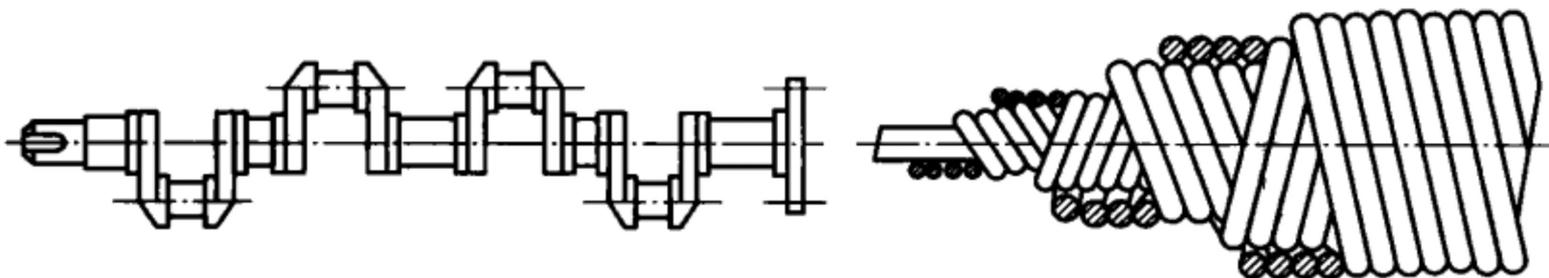
- 根据轴的轴线形状不同，轴又可分为



直轴还可分为光轴和阶梯轴，或实心轴和空心轴



用得最多的是各段轴径不同的阶梯轴，功能特点是支承和定位轴上零件



曲轴是往复机械的专用零件 (d)

(e) 挠性钢丝轴由几层紧贴在一起的钢丝层构成，其轴线可任意弯曲，常用于振捣器等设备中

图 6-2 轴的结构类型

(a) 光轴；(b) 阶梯轴；(c) 空心轴；(d) 曲轴；(e) 钢丝软轴

轴设计的主要任务和约束条件

• 轴设计的主要任务

- 根据工作要求并考虑制造工艺因素，选择合适的材料，进行轴的结构设计，使其满足各种物理约束和几何约束条件

轴的工作能力主要取决于

- 强度、刚度、临界转速等物理约束

轴的形状主要取决于

- 轴上零件的定位、固定、加工需求等几何约束

• 轴设计常用的约束条件

1) 物理约束

- 强度条件: $\sigma \leq [\sigma]$
- 刚度条件: $y \leq [y]$
- 临界转速: $n \leq [n_c]$

2) 几何约束

- 轴上零件的轴向定位与固定
- 轴上零件的周向固定
(轴毂连接)
- 加工工艺和装配工艺等

表 6-1 轴的常用材料机械性能

轴的材料及选择

(1) 轴的强度、刚度及耐磨性要求

(2) 轴的热处理方式及机加工工艺性的要求

(3) 轴的材料来源和经济性等

碳钢和合金钢 (常用材料)

- 碳钢比合金钢价格低廉，对应力集中的敏感性低，可通过热处理改善其综合性能，加工工艺性好，故应用最广。一般用途的轴，多用碳含量为0.25%~0.5%的中碳钢，尤其是45钢
- 对不重要或受力较小的轴，也可用Q235A等普通碳素钢

合金钢

- 具有比碳钢更好的机械性能和淬火性能，但对应力集中比较敏感，且价格较贵，多用于对强度和耐磨性有特殊要求的轴。如：20Cr、20 CrMnTi等低碳合金钢，经渗碳处理后可提高耐磨性；20 CrMoV、38 CrMoA1等合金钢，有良好的高温机械性能，常用于在高温、高速和重载条件下工作的轴
- 值得注意的是：由于常温下合金钢与碳素钢的弹性模量相差不多，因此当其他条件相同时，要通过选用合金钢来提高轴的刚度难以实现

低碳钢和低碳合金钢

- 经渗碳淬火，可提高其耐磨性，常用于韧性要求较高或在转速较高场合下工作的轴

球墨铸铁和高强度铸铁

- 因具有良好的工艺性，不需要锻压设备，吸振性好，对应力集中的敏感性低，故近年来被广泛应用于制造结构形状复杂的曲轴等，只是铸件的质量难以控制

轧制的圆钢或锻钢

- 多用于轴的毛坯，锻钢内部组织均匀，强度较好，因此，重要的大尺寸的轴，常用锻造毛坯

材 料	热处理	毛坯直径 $d, D/\text{mm}$	硬 度 HBS	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服点 σ_s/MPa	弯曲疲劳 极限 σ_{-1}/MPa	剪切疲劳 极限 τ_{-1}/MPa	备 注
Q235A				440	235	200	105	用于不重要或 载荷不大的轴
45	正火	25	≤ 241	600	360	260	150	应用最广泛
	正火 回火	≤ 100	170~217	600	300	275	140	
		$> 100 \sim 300$	162~217	580	290	270	135	
调质	≤ 200	217~255	650	360	300	155		
40Cr	调质	25	241~266	1 000	800	500	280	用于载荷较大 而无很大冲击的 重要轴
		≤ 100	241~266	750	550	350	200	
		$> 100 \sim 300$		700	550	340	185	

材 料	热处理	毛坯直径 $d, D/\text{mm}$	硬 度 HBS	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服点 σ_s/MPa	弯曲疲劳 极限 σ_{-1}/MPa	剪切疲劳 极限 τ_{-1}/MPa	备 注
40MnB	调质	25	241~286	1 000	800	485	280	性能接近 40Cr, 用于重 要的轴
		200		750	550	335	195	
35CrMo	调质	25	207~269	1 000	850	510	285	—
		≤ 100		750	550	390	200	
		$> 100 \sim 300$	207~269	700	500	350	185	
20Cr	渗碳淬 火回火	15	表面 HRC	850	550	375	215	用于要求强 度和韧度均较 高的轴
		30	50~60	650	400	280	160	
		≤ 60		650	400	280	160	
20CrMnTi	渗碳淬 火回火	15	表面 HRC 50~62	1 100	850	525	300	—
1Cr18Ni9Ti	淬火	≤ 60		550	200	205	120	用于在高、 低温及强腐蚀 状况下工作的 轴
		$> 60 \sim 100$	192	540	200	195	115	
		$> 100 \sim 200$		500	200	185	105	
球墨 铸铁	QT400 -15		156~197	400	300	145	125	—
	QT600 -3		197~269	600	420	215	185	—

注：① 剪切屈服极限 $\tau_s = (0.55 \sim 0.62)\sigma_s$, $\sigma_0 \approx 1.4\sigma_{-1}$, $\tau_0 = 1.5\tau_{-1}$;

② 等效系数 ψ , 碳素钢 $\psi_b = 0.1 \sim 0.2$, $\psi_t = 0.05 \sim 0.1$, 合金钢 $\psi_b = 0.2 \sim 0.3$, $\psi_t = 0.1 \sim 0.15$ 。

轴的结构设计

轴结构设计的目的是合理地定出轴的几何形状和尺寸

由于影响轴结构设计的因素很多，故轴不可能有标准的结构形式

通常，轴的结构设计应力求受力合理，有利于提高轴的工作能力，有利于节约材料和减轻质量；应力求轴上零件的定位和固定可靠，并有利于装拆、调整和具有良好的工艺性

轴上零件的布置

- 合理布置轴上零件可改善轴的受力状况，提高轴的强度和刚度

(1) 使弯矩分布合理

- 合理改进轴上零件的结构，可减少轴上载荷和改善其应力特征，提高轴的强度和刚度
- 对于图所示的轮轴，如把轴毂配合面分为两段，则可减少轴的弯矩，使载荷分布更趋合理

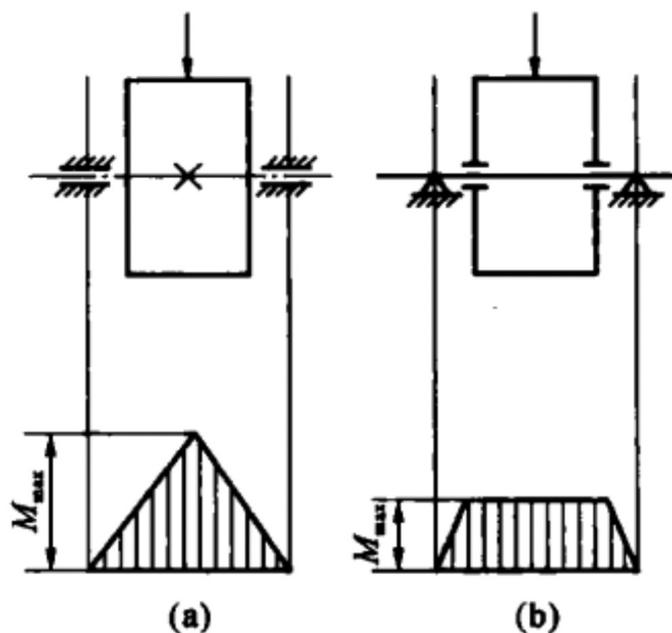


图 6-3 改善轴上弯矩的分布

(2) 使转矩分配合理

(3) 改变应力状态

轴上零件的布置

- 合理布置轴上零件可改善轴的受力状况，提高轴的强度和刚度

(1) 使弯矩分布合理

(2) 使转矩分配合理

- 如图中轴上装有三个传动轮，如将输入轮布置在轴的一端，当只考虑轴受转矩时，输入转矩为 $T_1 + T_2$ ，则此时轴上受的最大转矩为 $T_1 + T_2$
- 如将输入轮布置在两个输出轮之间，则轴上的最大转矩为 T_1

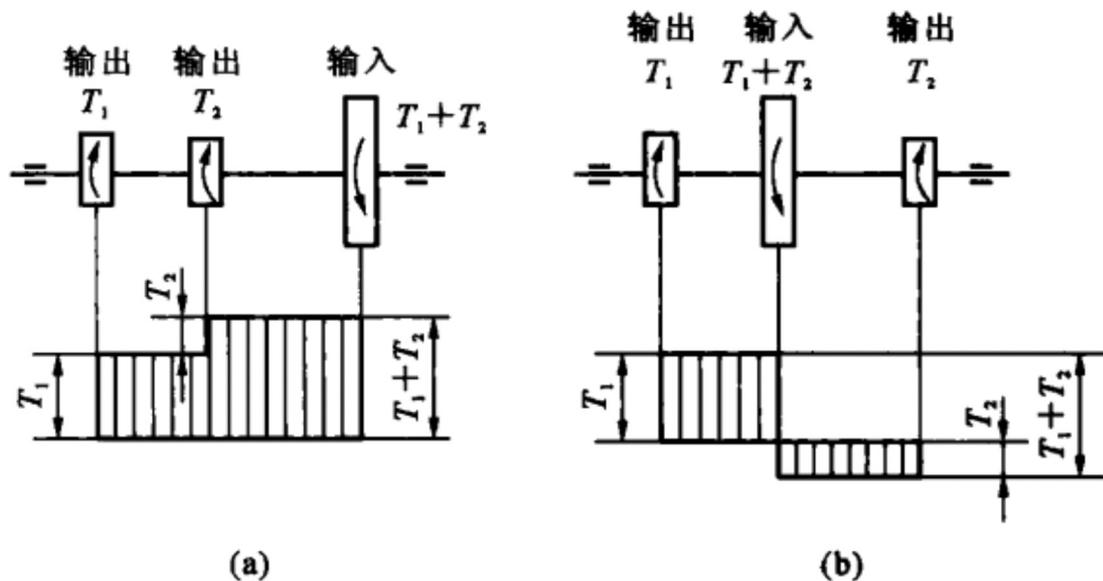


图 6-4 轴上零件的合理布置

(a) 输入轮在一端的轴；(b) 输入轮在中间的轴

(3) 改变应力状态

轴上零件的布置

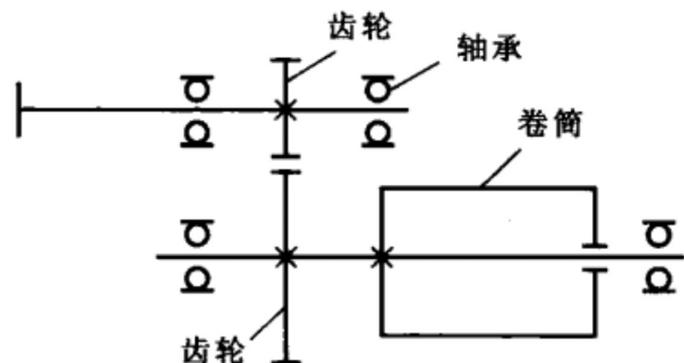
- 合理布置轴上零件可改善轴的受力状况，提高轴的强度和刚度

(1) 使弯矩分布合理

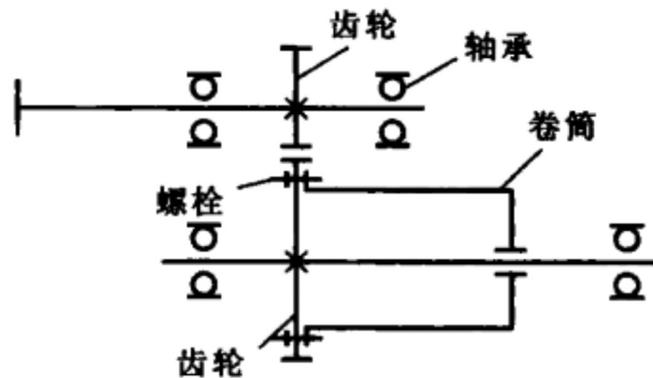
(2) 使转矩分配合理

(3) 改变应力状态

- 如图所示的卷筒轴工作时，既受弯矩又受转矩作用
- 当卷筒的安装结构改为图(b)所示形式时，则卷筒轴只受弯矩作用，因此改变了轴的应力状态



(a)

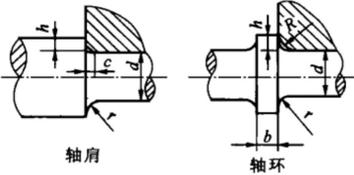
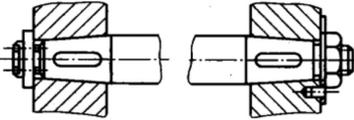
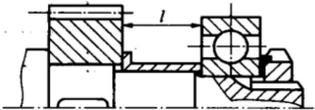
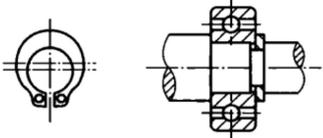
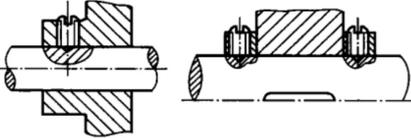


(b)

轴的结构设计

轴上零件的轴向固定

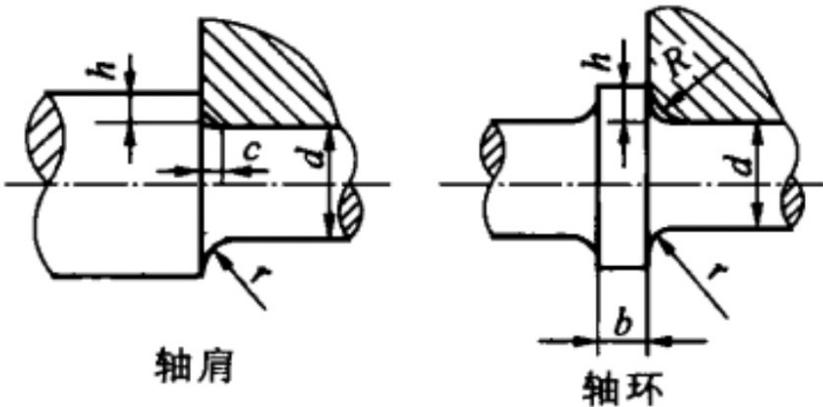
- 零件安装在轴上，要有准确的定位
 - 各轴段长度的确定，应尽可能使其结构紧凑
 - 对于不允许轴向滑动的零件，零件受力后不要改变其准确的位置，即定位要准确，固定要可靠
 - 与轮毂相配装的轴段长度，一般应略小于轮毂宽 2~3 mm
 - 对轴向滑动的零件，轴上应留出相应的滑移距离

零件	轴向固定形式	特 点
轴肩与轴环	 <p style="text-align: center;">轴肩 轴环</p>	<p>简单可靠，能承受较大的载荷，常用于齿轮、链轮、带轮、联轴器和轴承的定位。但应注意：① 为了保证轴上零件与轴的定位端面靠紧，轴的过渡圆角半径 r 应小于相配零件的倒角尺寸 c 或圆角半径 R；② 轴肩高度 h 既不能太大，也不能太小，一般 $h = (0.07 \sim 0.1)d$；③ 轴环高度与轴肩相同，轴环宽度 $b \approx 1.4h$。与滚动轴承配合处的 h 与 r 见轴承标准</p>
轴端挡圈与锥面		<p>锥面定心精度高，拆卸容易，能承受冲击及振动载荷；常用于轴端零件的固定，与轴端压板或螺母联合使用，使零件获得双向轴向固定</p>
圆螺母和套筒		<p>圆螺母能承受较大的轴向力，固定可靠，常用于轴端零件的固定。但轴上须切制螺纹，有应力集中，一般用细牙螺纹。 套筒用于两个零件相隔距离不大时的轴向固定，结构简单，可减少轴的阶梯数，对应力集中也有所改善</p>
	轴向固定形式	特 点
弹性挡圈		<p>结构紧凑、简单，常用于滚动轴承的轴向固定，但不能承受轴向力。当位于受载轴段时，轴的强度削弱较大</p>
紧定螺钉和锁紧挡圈		<p>轴结构简单，零件位置可调整并兼做周向固定用，多用于光轴上零件的固定。但能承受的载荷较小，不宜用于转速较高的轴</p>

轴上零件的轴向固定

- 零件安装在轴上，要有准确的定位

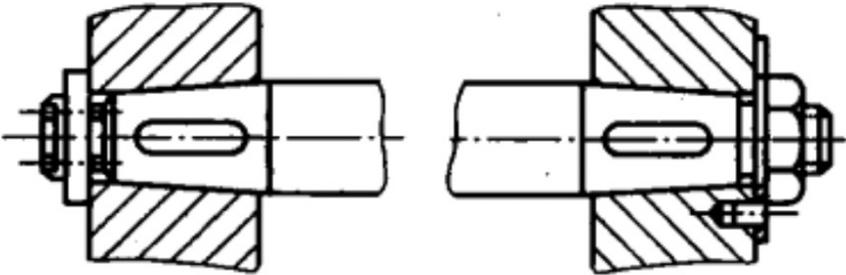
表 6-2 轴上零件轴向定位和固定的常用方式

零件	轴向固定形式	特 点
轴肩与轴环	 <p>轴肩</p> <p>轴环</p>	<p>简单可靠，能承受较大的载荷，常用于齿轮、链轮、带轮、联轴器和轴承的定位。但应注意：① 为了保证轴上零件与轴的定位端面靠紧，轴的过渡圆角半径 r 应小于相配零件的倒角尺寸 c 或圆角半径 R；② 轴肩高度 h 既不能太大，也不能太小，一般 $h = (0.07 \sim 0.1)d$；③ 轴环高度与轴肩相同，轴环宽度 $b \approx 1.4h$。与滚动轴承配合处的 h 与 r 见轴承标准</p>

轴上零件的轴向固定

- 零件安装在轴上，要有准确的定位

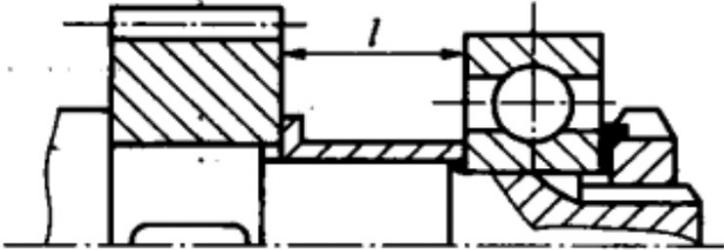
表 6-2 轴上零件轴向定位和固定的常用方式

零件	轴向固定形式	特 点
轴端挡圈与锥面		锥面定心精度高,拆卸容易,能承受冲击及振动载荷;常用于轴端零件的固定,与轴端压板或螺母联合使用,使零件获得双向轴向固定

轴上零件的轴向固定

- 零件安装在轴上，要有准确的定位

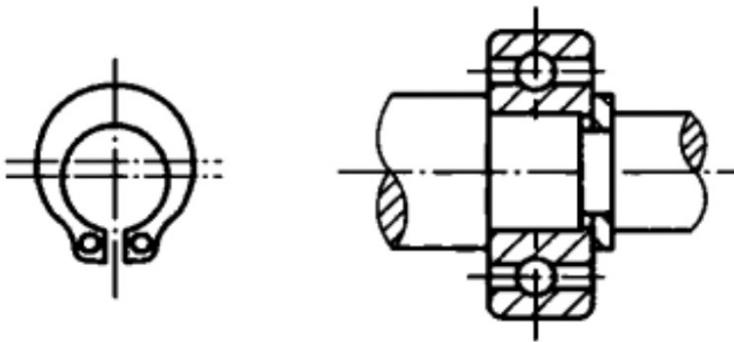
表 6-2 轴上零件轴向定位和固定的常用方式

零件	轴向固定形式	特 点
圆螺母和套筒		<p>圆螺母能承受较大的轴向力，固定可靠，常用于轴端零件的固定。但轴上须切制螺纹，有应力集中，一般用细牙螺纹。</p> <p>套筒用于两个零件相隔距离不大时的轴向固定，结构简单，可减少轴的阶梯数，对应力集中也有所改善</p>

轴上零件的轴向固定

- 零件安装在轴上，要有准确的定位

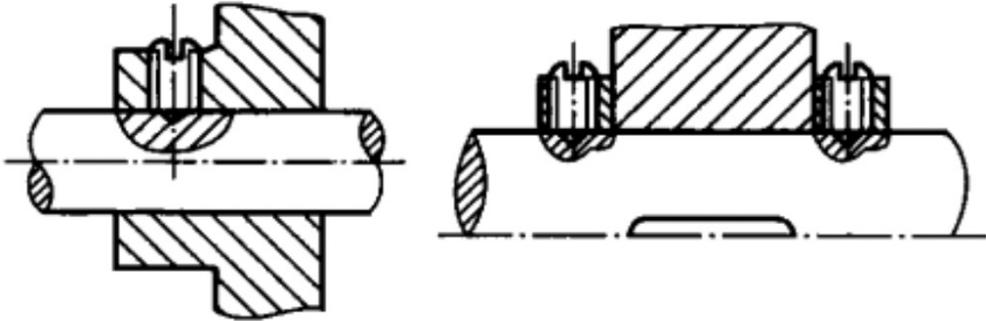
表 6-2 轴上零件轴向定位和固定的常用方式

	轴向固定形式	特 点
弹性挡圈		结构紧凑、简单，常用于滚动轴承的轴向固定，但不能承受轴向力。当位于受载轴段时，轴的强度削弱较大

轴上零件的轴向固定

- 零件安装在轴上，要有准确的定位

表 6-2 轴上零件轴向定位和固定的常用方式

	轴向固定形式	特 点
紧定螺钉和锁紧挡圈		轴结构简单,零件位置可调整并兼做周向固定用,多用于光轴上零件的固定。但能承受的载荷较小,不宜用于转速较高的轴

轴上零件的周向固定

- 轴毂连接：轴上零件与轴的周向固定件所形成的连接

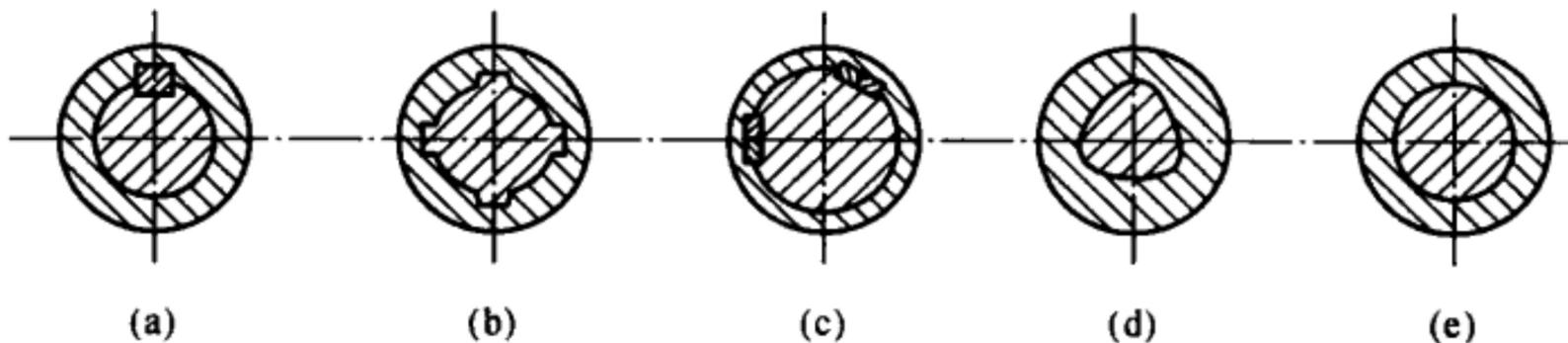


图 6-6 轴毂连接的形式

(a) 平键连接；(b) 花键连接；(c) 切向键连接；(d) 成形连接；(e) 过盈连接

键连接

花键连接

成形连接

过盈连接

键连接之平键连接

- 键是标准件，其连接种类很多
 - 平键连接、半圆键连接、斜键连接

普通平键

应用最为广泛，用于静连接

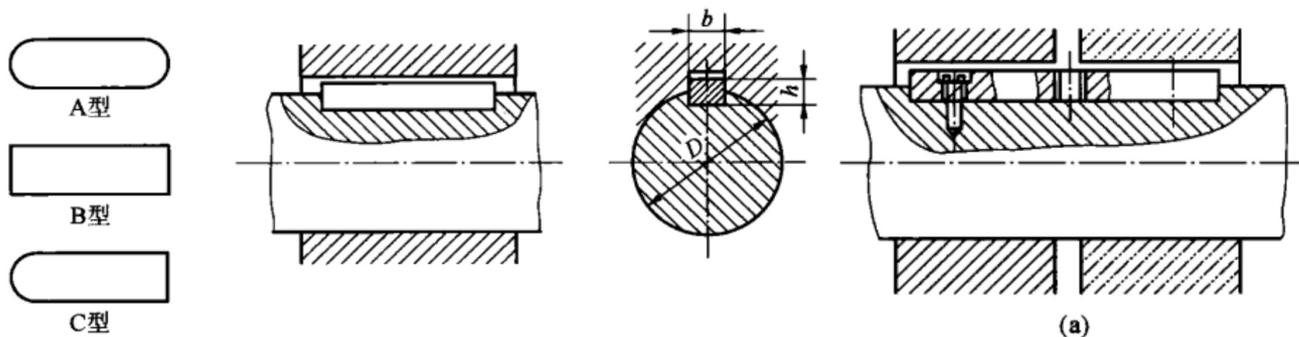


图 6-7 普通平键连接

导向键和滑动键

用于动连接，传动零件可在轴上作轴向移动
(如变速箱中的滑移齿轮)

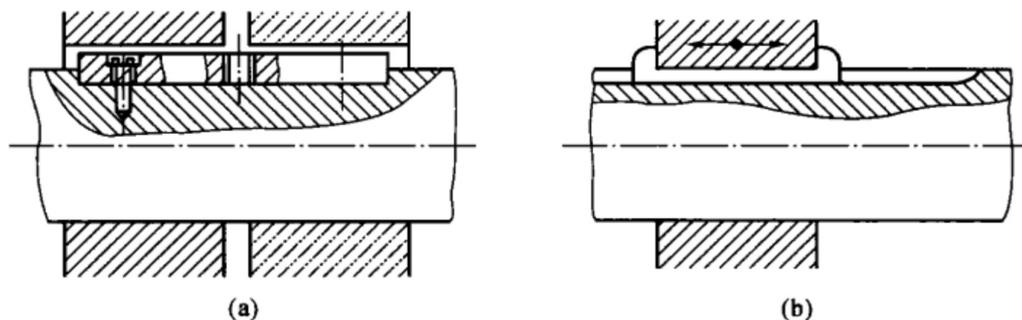


图 6-8 导向键和滑动键

(a) 导向键; (b) 滑动键

普通平键：靠其两侧面传递扭矩

键的上表面和轮毂槽底之间留有间隙

优点：定心性较好，装拆方便

缺点：不能实现轴上零件的轴向固定

导向键：用螺钉固定在轴上，而轮毂可沿导向键移动，常用于轮毂移动距离不大的场合

滑动键：通常固定在轮毂上，与轮毂一同沿轴上的键槽移动，当轮毂移动距离较大时，可避免使用很长的导向键

键连接之半圆键连接

- 与普通平键相同，靠两侧面工作，用于静连接，轴上键槽用尺寸与半圆键相同的盘形铣刀铣出，因而半圆键能在槽中绕其几何中心摆动，以适应轮毂槽底面的斜度
- 优点是工艺性好，装配方便
- 缺点是键槽较深，对轴削弱较大，一般只用于轻载场合

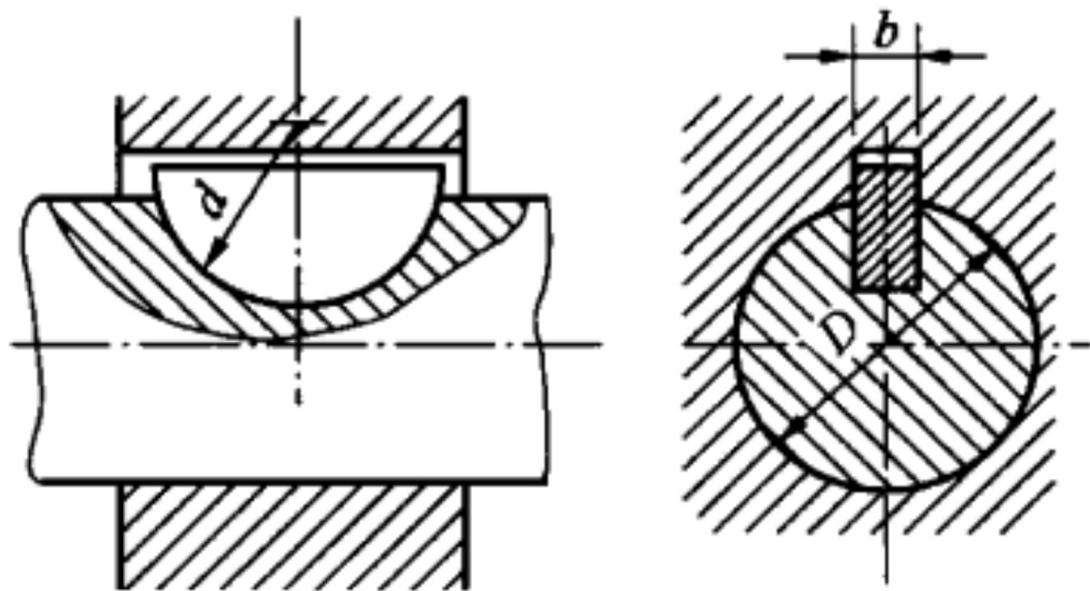


图 6-9 半圆键连接

键连接之斜键连接

楔键

• 适用场景

- 由于楔键连接装配后容易产生轴上零件的偏心或倾斜，因此多用于对中要求不严、不受冲击或变载的低速轴的轴毂连接

• 工作原理

- 上、下两面为工作面，与轮毂和轴上的键槽的底面贴合，键的上表面和轮毂的底面各有 1:100 的斜度
- 装配打紧后，键楔紧在轴毂之间，工作时主要靠键上、下表面与毂间的摩擦力来传递转矩
- 还能实现轴上零件的轴向固定并承受单向的轴向力

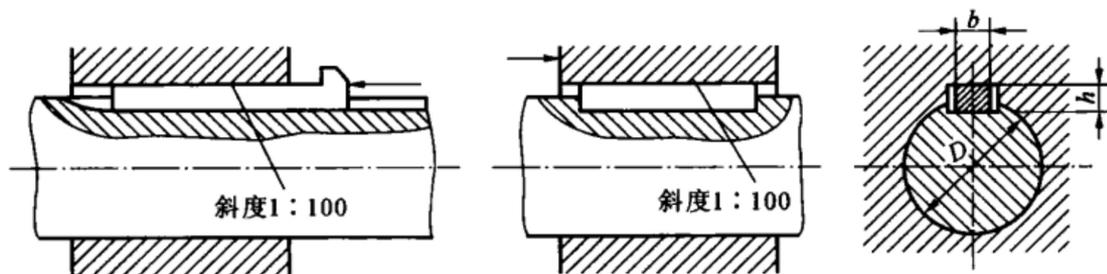


图 6-10 楔键连接

切向键

• 适用场景

- 切向键的键槽对轴的削弱较大，常用于轴径大于 100mm、对中性要求不高而载荷较大的重型机械中

• 工作原理

- 切向键由两个具有 1:100 斜度的楔键组成。装配时，一对楔键分别从毂的两端打入，使其两斜面相互贴合，上、下相互平行的两面构成切向键的工作面；装配后，其中工作面通过轴心线所在的平面，这样，工作时工作面上的挤压力将沿轴的切线方向作用，从而能最大限度地传递转矩
- 单个切向键只能传递一个方向的扭矩，若要传递双向扭矩，则须用两个切向键，相隔 $120^\circ \sim 130^\circ$ 布置

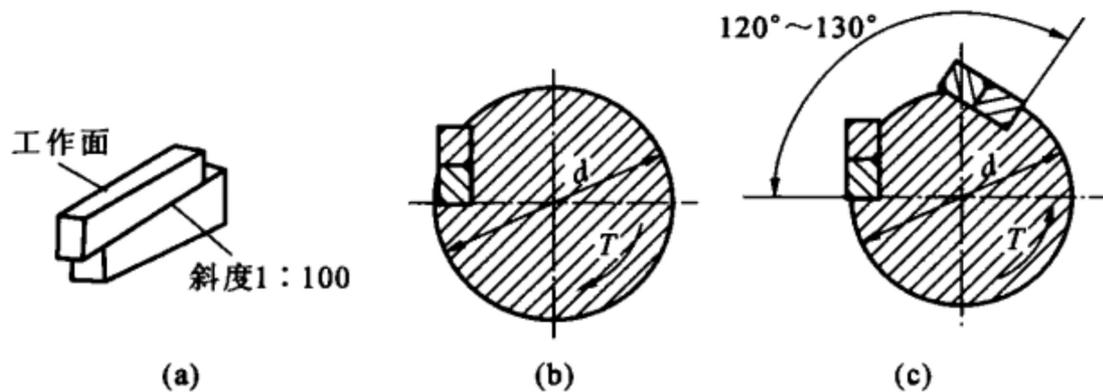


图 6-11 切向键连接

(a) 两个楔键；(b) 单向转动；(c) 双向转动

花键连接

由带有多个键齿的轴和毂孔组成，齿侧面为工作面，可用于静连接或动连接

比键连接有更高的承载能力，较好的定心性和导向性

对轴的削弱也较小，适用于载荷较大或变载及定心要求较高的静连接、动连接

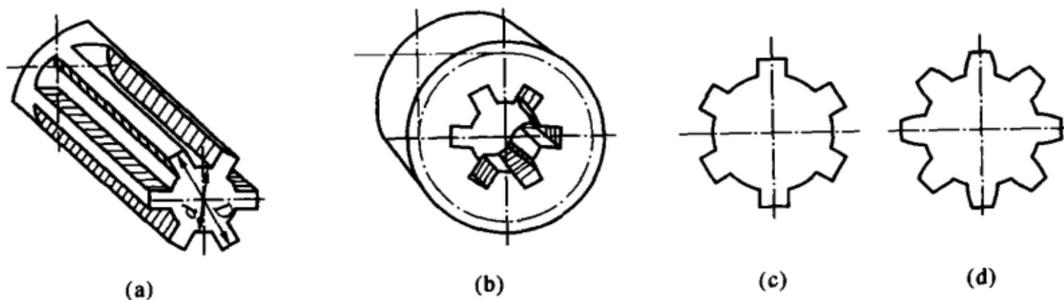


图 6-12 花键连接及花键种类

(a) 花键轴; (b) 毂孔; (c) 矩形花键; (d) 渐开线花键

矩形花键

- 轻、中、重三种系列，分别适用于轻载、中载、重载的连接
- 矩形花键在连接中按内径定心，轴和毂的定心表面在热处理后均需磨削，定心精度较高

渐开线花键

- 齿根较厚，应力集中较小，连接强度高
- 齿廓定心时，因齿面受载后齿面上有径向分力，故它有一定的自动定心能力，一般优先选用齿廓定心

齿廓为渐开线，其定心方式可分为外径定心和齿廓定心两种

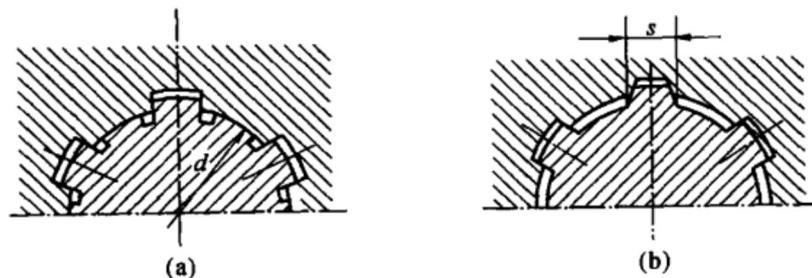


图 6-13 花键的定心方法

(a) 矩形花键内径定心; (b) 渐开线花键齿廓定心

成形连接

- 利用非圆剖面的轴和相应的轮毂构成的轴毂连接，它是无键连接的一种形式，轴和毂孔可做成柱形或锥形的
 - 柱形设计：可传递转矩，并可用于没有载荷作用下的轴向移动的动连接
 - 锥形设计：除传递转矩外，还可承受单向的轴向力

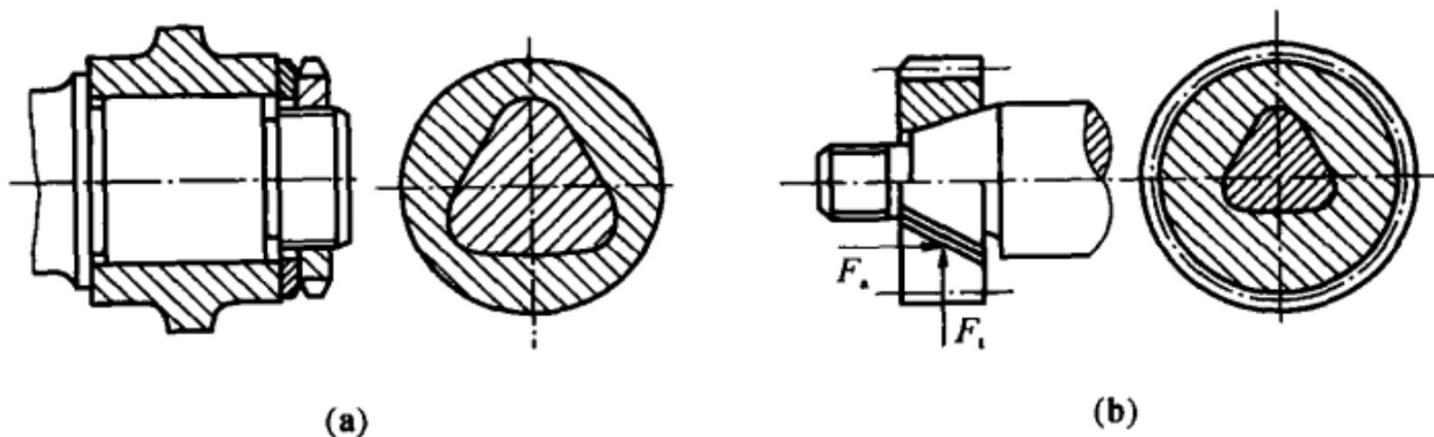


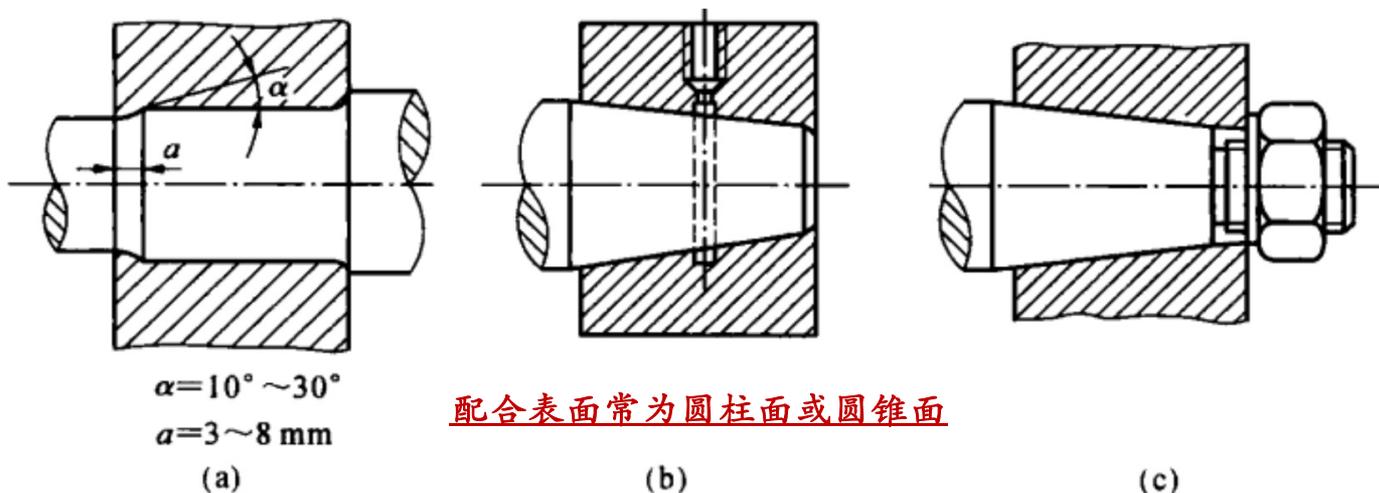
图 6-14 成形连接

(a) 轴和毂孔是柱形的；(b) 轴和毂孔是锥形的

- 成形连接无应力集中源，定心性好，承载能力高
 - 但加工比较复杂，特别是为了保证配合精度，最后一道工序多要在专用机床上进行磨削，故目前应用还不广泛

过盈连接

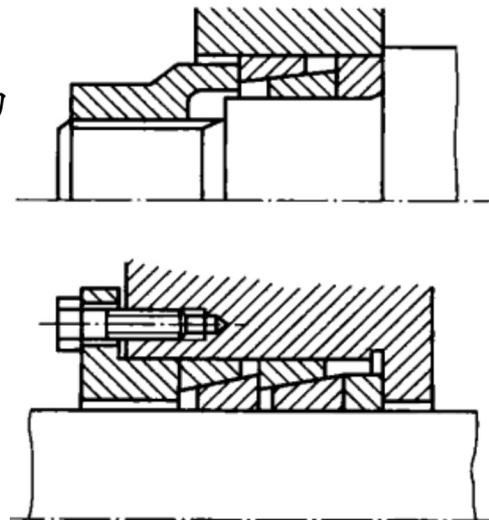
- 利用零件间的过盈量来实现连接的
 - 轴和轮毂孔之间因过盈配合而相互压紧，在配合表面上产生正压力工作时依靠此正压力产生的摩擦力（也称为固持力）来传递载荷



配合表面常为圆柱面或圆锥面

图 6-15 过盈连接

(a) 圆柱面压入端的结构；(b) 用液压装配；(c) 用螺母压紧



弹性环连接：由弹性连接所构成的过盈连接，它利用一对或多对内、外锥面贴合的弹性环，当螺母（或螺栓）锁紧时，内环和外环相互压紧，从而形成过盈连接

- 过盈连接既能实现周向固定传递转矩，又能实现轴向固定传递轴向力
 - 优点：结构简单，定心性能好，承载能力大，受变载和冲击载荷的能力好，常用于某些齿轮、车轮、飞轮等的轴毂连接
 - 缺点：承载能力取决于过盈量的大小，对配合面的加工精度要求较高，装拆也不方便

过盈连接

配合表面常为圆柱面时的装配方法

- **压入法**：常用于当过盈量或尺寸较小时
- **温差法**：常用于过盈量或尺寸较大时，或对连接质量要求较高时

配合表面常为圆锥面时的装配方法

- **螺纹连接**：使配合面间产生相对的轴向位移和压紧，常用于轴端
- **液压装拆法**：用高压油泵将高压油通过油孔和油沟压入连接的配合面，使轮毂孔径胀大而轴径缩小，同时施加一定的轴向力使之相互压紧，当压至预定的位置时，排除高压油即可。这种装配对配合面的接触精度要求较高，需要高压油泵等专用设备

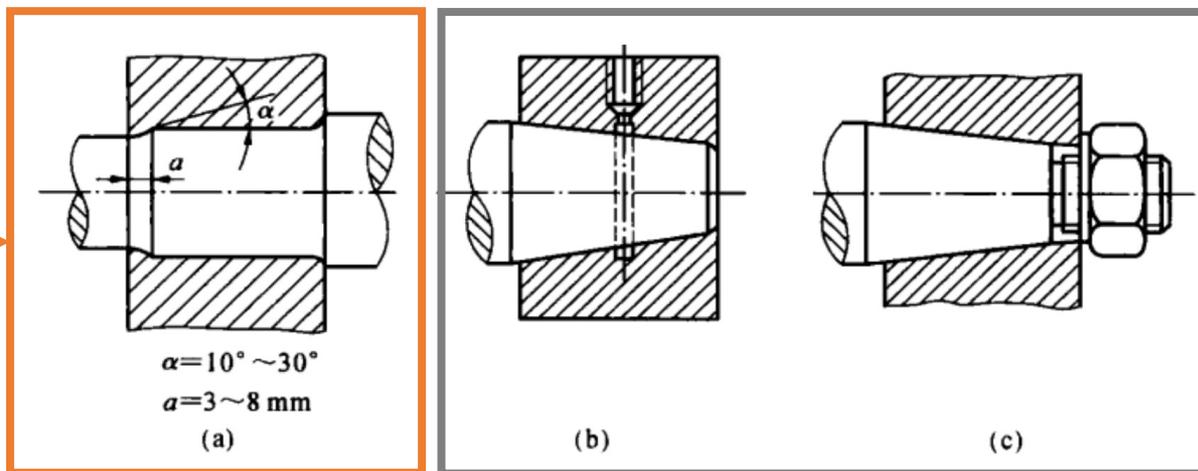


图 6-15 过盈连接

(a) 圆柱面压入端的结构；(b) 用液压装配；(c) 用螺母压紧

减轻轴的应力集中与轴结构工艺性约束

- 应尽量避免形状的突然变化

- 直径过渡处应尽可能用轴肩圆角来代替环形槽
- 尽可能采用较大的圆角半径

为了便于装配

- 轴的配合直径应圆整为标准值
- 轴端应加工出倒角（一般为 45° ）
- 过盈配合零件轴端应加工出导向锥面

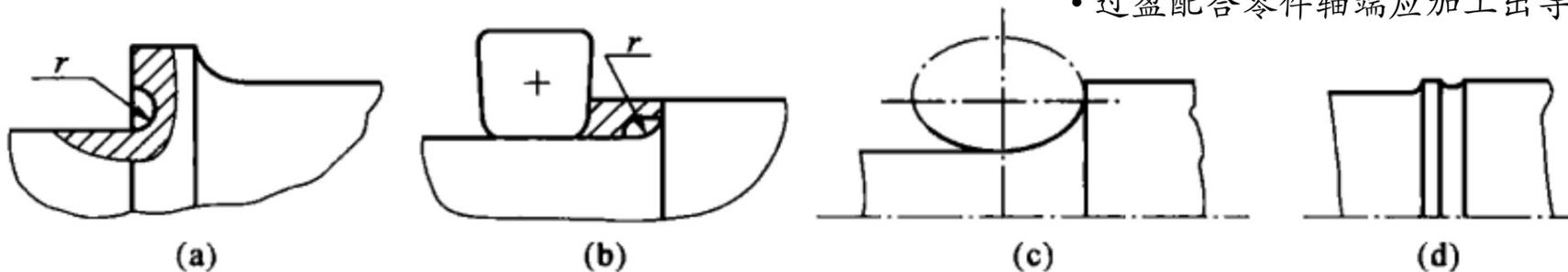


图 6-17 减轻应力集中的结构

(a) 凹切圆角；(b) 中间环；(c) 椭圆形圆角；(d) 减载槽

要使轴的结构便于加工、测量、装拆和维修，力求减轻劳动量，提高劳动生产率

- 应使同一轴上的圆角半径、键槽、越程槽、退刀槽的尺寸尽量相同，以便于加工，减少加工工具的种类
- 一根轴上的各个键槽应开在轴的同一直母线上
- 当有几个花键轴段时，花键尺寸最好也统一

轴设计中的物理约束

强度约束条件

• 扭转强度

- 对只受转矩或以承受转矩为主的传动轴，应按扭转强度条件计算直径
- 若有弯矩作用，可用降低许用应力的方法来考虑其影响

• 扭转强度约束条件为：

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{9550 \times 10^3 P/n}{W_t} \leq [\tau_T]$$

τ_T ：轴的扭转应力 (MPa)

T ：轴所传递的转矩 (N·mm)

W_T ：轴的抗扭截面模量 (mm³) →

P ：轴所传递的功率 (kW)

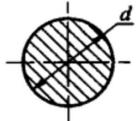
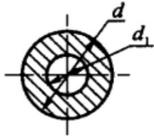
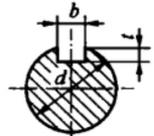
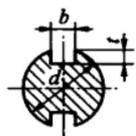
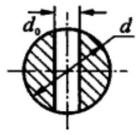
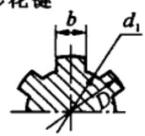
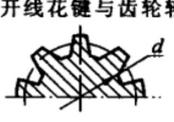
n ：轴的转速 (r/min)

$[\tau_T]$ ：轴的许用扭转应力 (MPa)

表 6-3 几种轴材料的 $[\tau_T]$ 和 C 值

轴的材料	Q235	1Cr18Ni9Ti	35	45	40Cr, 35SiMn, 2Cr13, 20CrMnTi
$[\tau_T]$	12~20	12~25	20~30	30~40	40~52
C	160~135	148~125	135~118	118~107	107~98

附表 8 抗弯、抗扭截面系数 W 、 W_T 的计算公式

表 面	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{10}$ $r = \frac{d_1}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{5}$ $r = \frac{d_1}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1.54 \frac{d_0}{d}\right)$	$\frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{d_0}{d}\right)$
矩形花键 	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)^2}{32D}$ (z—花键齿数)	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)}{16D}$ (z—花键齿数)
渐开线花键与齿轮轴 	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$

强度约束条件

• 扭转强度约束条件为：
$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{9550 \times 10^3 P/n}{W_t} \leq [\tau_T]$$

• 对于实心圆轴， $W_T = \pi d^3/16 \approx d^3/5$

• 轴的直径约束条件（一般作为轴最细处的直径）

•
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5}{[\tau_T]} \left(9550 \times 10^3 \frac{P}{n} \right)} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (\text{mm})$$

C ：取决于轴材料的许用扭转应力 $[\tau_T]$ 的系数

- 当弯矩相对转矩很小时， C 取较小值， $[\tau_T]$ 取较大值
- C 取较大值， $[\tau_T]$ 取较小值

表 6-3 几种轴材料的 $[\tau_T]$ 和 C 值

轴的材料	Q235	1Cr18Ni9Ti	35	45	40Cr, 35SiMn, 2Cr13, 20CrMnTi
$[\tau_T]$	12~20	12~25	20~30	30~40	40~52
C	160~135	148~125	135~118	118~107	107~98

• 在一般减速器中，也可采用经验公式来估算轴径

- 高速输入轴的直径可按与其相连的电动机轴的直径 D 估算， $d = (0.8 \sim 1.2)D$
- 各级低速轴的轴径可按同级齿轮中心距 a 估算， $d = (0.3 \sim 0.4)a$

弯扭合成强度条件

对于同时承受弯矩和转矩的轴，先根据结构设计所确定的轴几何结构和轴上零件位置，画出轴的受力简图

对实心轴，也可写成轴径的约束条件

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ca}}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} \quad (\text{mm})$$

轴上有键槽或过盈配合时，为了补偿轴的削弱，按上式计算的轴径 d 应增大，一个键槽增大4%~5%，两个键槽增大7%~10%

绘制弯矩图、扭矩图，再按第三强度理论条件建立轴的弯扭合成强度约束条件

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W} = \frac{M_{ca}}{W} \leq [\sigma]$$

- M_{ca} : 当量弯矩, $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$
- α : 根据转矩性质而定的折合系数:
 - 转矩不变时, $\alpha = [\sigma_{-1}]_b / [\sigma_{+1}]_b \approx 0.3$
 - 转矩按脉动循环变化时, $\alpha = [\sigma_{-1}]_b / [\sigma_0]_b \approx 0.6$
 - 转矩按对称循环变化时, $\alpha = [\sigma_{-1}]_b / [\sigma_{-1}]_b \approx 1$
 - 若转矩的变化规律不清楚, 一般按脉动循环处理
- $[\sigma_{-1}]_b$: 对称循环状态下的许用应力
- $[\sigma_0]_b$: 脉动循环状态下的许用应力
- $[\sigma_{+1}]_b$: 静应力状态下的许用应力
- W : 轴的抗弯截面模量(mm^3)

考虑到弯矩 M 所产生的弯曲应力和转矩 T 所产生的扭转应力的性质不同，对上式中的转矩 T 乘以折合系数 α ，建立强度约束条件的一般公式

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

弯扭合成强度条件

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W} = \frac{M_{ca}}{W} \leq [\sigma]$$

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

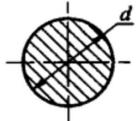
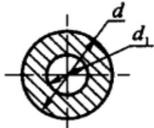
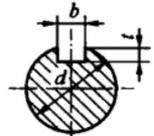
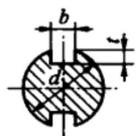
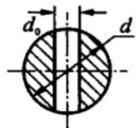
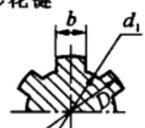
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ca}}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} \quad (\text{mm})$$

表 6-4 轴的许用弯曲应力

(MPa)

材 料	σ_b	$[\sigma_{-1}]_b$	$[\sigma_0]_b$	$[\sigma_{-1}]_b$
碳 钢	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
合 金 钢	800	270	130	75
	900	300	140	80
	1 000	330	150	90
铸 钢	1 200	400	180	110
	400	100	50	30
	500	120	70	40

附表 8 抗弯、抗扭截面系数 W 、 W_T 的计算公式

表 面	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{10}$ $r = \frac{d_1}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{5}$ $r = \frac{d_1}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1.54 \frac{d_0}{d}\right)$	$\frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{d_0}{d}\right)$
矩形花键 	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)^2}{32D}$ (z—花键齿数)	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)}{16D}$ (z—花键齿数)
渐开线花键与齿轮轴 	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$

基于疲劳强度的安全系数约束

- 对于重要的轴，还需要进行轴危险截面处的疲劳安全系数的精确计算，评定轴的安全裕度
 - 考虑应力集中、轴径尺寸和表面品质等因素对轴的疲劳强度的影响
 - 建立轴在危险截面处安全系数的约束条件
 - 当不能得到满足时，应改进轴的结构以降低应力集中，也可采用热处理、表面强化处理等工艺措施及加大轴的直径，改用较好材料等方法解决

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] \quad \left(S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \right)$$

S : 计算安全系数

$[S]$: 许用安全系数

S_{σ} 、 S_{τ} : 受弯矩和转矩作用的安全系数

σ_{-1} 、 τ_{-1} : 对称循环应力时材料试件的弯曲和扭转疲劳极限

ψ_{σ} 、 ψ_{τ} : 弯曲和扭转时的平均应力折合应力幅的等效系数

k_{σ} 、 k_{τ} : 弯曲和扭转时的有效应力集中系数

ε_{σ} 、 ε_{τ} : 弯曲和扭转时的绝对尺寸系数

β : 弯曲和扭转时的表面质量系数

σ_a 、 τ_a : 弯曲和扭转时的应力幅

σ_m 、 τ_m : 弯曲和扭转时的平均应力

表 6-5 疲劳强度的许用安全系数 $[S]$

条 件	$[S]$
载荷可精确计算, 材质均匀, 材料性能精确可靠	1.3~1.5
计算精度较低, 材质不够均匀	1.5~1.8
计算精度很低, 材质很不均匀, 或尺寸很大的轴($d > 200$ mm)	1.8~2.5

轴设计中的物理约束

$$\sigma_{-1}, \tau_{-1}$$

- 对称循环应力时材料试件的弯曲和扭转疲劳极限

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

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

- ψ_{σ} 、 ψ_{τ} ：弯曲和扭转时平均应力折合应力幅的等效系数

- 碳素钢：
 $\psi_{\sigma} = 0.1 \sim 0.2$ 、 $\psi_{\tau} = 0.05 \sim 0.1$
- 合金钢：
 $\psi_{\sigma} = 0.2 \sim 0.3$ 、 $\psi_{\tau} = 0.1 \sim 0.15$

表 6-1 轴的常用材料机械性能

材 料	热处理	毛坯直径 $d, D/\text{mm}$	硬 度 HBS	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服点 σ_s/MPa	弯曲疲劳 极限 σ_{-1}/MPa	剪切疲劳 极限 τ_{-1}/MPa	备 注
Q235A				440	235	200	105	用于不重要或 载荷不大的轴
45	正火	25	≤ 241	600	360	260	150	应用最广泛
	正火 回火	≤ 100	170~217	600	300	275	140	
		$> 100 \sim 300$	162~217	580	290	270	135	
调质	≤ 200	217~255	650	360	300	155		
40Cr	调质	25	241~266	1 000	800	500	280	用于载荷较大 而无很大冲击的 重要轴
		≤ 100	241~266	750	550	350	200	
		$> 100 \sim 300$		700	550	340	185	

材 料	热处理	毛坯直径 $d, D/\text{mm}$	硬 度 HBS	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服点 σ_s/MPa	弯曲疲劳 极限 σ_{-1}/MPa	剪切疲劳 极限 τ_{-1}/MPa	备 注
40MnB	调质	25	241~286	1 000	800	485	280	性能接近 40Cr, 用于重 要的轴
		200		750	550	335	195	
35CrMo	调质	25	207~269	1 000	850	510	285	—
		≤ 100		750	550	390	200	
		$> 100 \sim 300$	207~269	700	500	350	185	
20Cr	渗碳淬 火回火	15	表面 HRC	850	550	375	215	用于要求强 度和韧度均较 高的轴
		30	50~60	650	400	280	160	
		≤ 60		650	400	280	160	
20CrMnTi	渗碳淬 火回火	15	表面 HRC 50~62	1 100	850	525	300	—
1Cr18Ni9Ti	淬火	≤ 60		550	200	205	120	用于在高、 低温及强腐 蚀状况下工 作的轴
		$> 60 \sim 100$	192	540	200	195	115	
		$> 100 \sim 200$		500	200	185	105	
球墨 铸铁	QT400 -15		156~197	400	300	145	125	—
	QT600 -3		197~269	600	420	215	185	—

注：① 剪切屈服极限 $\tau_s = (0.55 \sim 0.62) \sigma_s$, $\sigma_0 \approx 1.4 \sigma_{-1}$, $\tau_0 = 1.5 \tau_{-1}$;
② 等效系数 ψ , 碳素钢 $\psi_{\sigma} = 0.1 \sim 0.2$, $\psi_{\tau} = 0.05 \sim 0.1$, 合金钢 $\psi_{\sigma} = 0.2 \sim 0.3$, $\psi_{\tau} = 0.1 \sim 0.15$ 。

k_σ 、 k_τ

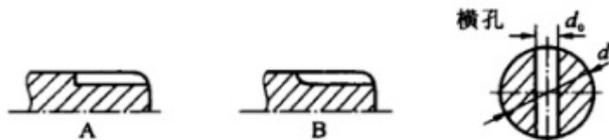
- 弯曲和扭转时的有效应力集中系数

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

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

附表1 螺纹、键、花键、横孔处及配合边缘处的有效应力集中系数

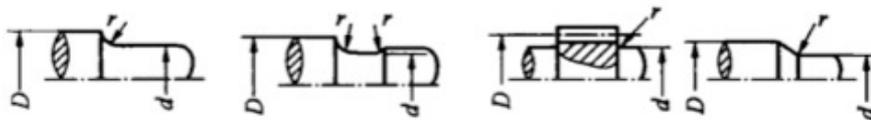


σ_b /MPa	螺 纹 ($k_r=1$) k_s	键 槽			花 键		横 孔			配 合						
		k_s		k_r	k_s	k_r	k_s		k_r	H7/r6		H7/k6		H7/h6		
		A型	B型				A,B型	矩形		渐开线形	d_0/d =0.05 ~0.15	d_0/d =0.05 ~0.25	d_0/d =0.05 ~0.25	k_s	k_r	k_s
400	1.45	1.51	1.30	1.20	1.35	2.10	1.40	1.90	1.70	1.70	2.05	1.55	1.55	1.25	1.33	1.14
500	1.78	1.64	1.38	1.37	1.45	2.25	1.43	1.95	1.75	1.75	2.30	1.69	1.72	1.36	1.49	1.23
600	1.96	1.76	1.46	1.54	1.55	2.35	1.46	2.00	1.80	1.80	2.52	1.82	1.89	1.46	1.64	1.31
700	2.20	1.89	1.54	1.71	1.60	2.45	1.49	2.05	1.85	1.80	2.73	1.96	2.05	1.56	1.77	1.40
800	2.32	2.01	1.62	1.88	1.65	2.55	1.52	2.10	1.90	1.85	2.96	2.09	2.22	1.65	1.92	1.49
900	2.47	2.14	1.69	2.05	1.70	2.65	1.55	2.15	1.95	1.90	3.18	2.22	2.39	1.76	2.08	1.57
1000	2.61	2.26	1.77	2.22	1.72	2.70	1.58	2.20	2.00	1.90	3.41	2.36	2.56	1.86	2.22	1.66
1200	2.90	2.50	1.92	2.39	1.75	2.80	1.60	2.30	2.10	2.00	3.87	2.62	2.90	2.05	2.5	1.83

注：① 滚动轴承与轴的配合按 H7/r6 配合选择系数。

② 蜗杆螺旋根部有效应力集中系数可取 $k_s=2.3\sim 2.5$, $k_r=1.7\sim 1.9$ 。

k_σ 、 k_τ



• 弯曲和扭转时的有效应力集中系数

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

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

$\frac{D-d}{r}$	$\frac{r}{d}$	k_σ								k_τ							
		σ_b / MPa															
		400	500	600	700	800	900	1000	1200	400	500	600	700	800	900	1000	1200
2	0.01	1.34	1.36	1.38	1.40	1.41	1.43	1.45	1.49	1.26	1.28	1.29	1.29	1.30	1.30	1.31	1.32
	0.02	1.41	1.44	1.47	1.49	1.52	1.54	1.57	1.62	1.33	1.35	1.36	1.37	1.37	1.38	1.39	1.42
	0.03	1.59	1.63	1.67	1.71	1.76	1.80	1.84	1.92	1.39	1.40	1.42	1.44	1.45	1.47	1.48	1.52
	0.05	1.54	1.59	1.64	1.69	1.73	1.78	1.83	1.93	1.42	1.13	1.44	1.46	1.47	1.50	1.51	1.54
	0.10	1.38	1.44	1.50	1.55	1.61	1.66	1.72	1.83	1.37	1.38	1.39	1.42	1.43	1.45	1.46	1.50
4	0.01	1.51	1.54	1.57	1.59	1.62	1.64	1.67	1.72	1.37	1.39	1.40	1.42	1.43	1.44	1.46	1.47
	0.02	1.76	1.81	1.86	1.91	1.96	2.01	2.06	2.16	1.53	1.55	1.58	1.59	1.61	1.62	1.65	1.68
	0.03	1.76	1.82	1.88	1.94	1.99	2.05	2.11	2.23	1.52	1.54	1.57	1.59	1.61	1.64	1.66	1.71
	0.05	1.70	1.76	1.82	1.88	1.95	2.01	2.07	2.19	1.50	1.53	1.57	1.59	1.62	1.65	1.68	1.74
6	0.01	1.86	1.90	1.94	1.99	2.03	2.08	2.12	2.21	1.54	1.57	1.59	1.61	1.64	1.66	1.68	1.73
	0.02	1.90	1.96	2.02	2.08	2.13	2.19	2.25	2.37	1.59	1.62	1.66	1.69	1.72	1.75	1.79	1.86
	0.03	1.89	1.96	2.03	2.10	2.16	2.23	2.30	2.44	1.61	1.65	1.68	1.72	1.74	1.77	1.81	1.88
10	0.01	2.07	2.12	2.17	2.23	2.28	2.34	2.30	2.50	2.12	2.18	2.24	2.30	2.37	2.42	2.48	2.60
	0.02	2.09	2.16	2.23	2.30	2.38	2.45	2.52	2.66	2.03	2.08	2.12	2.17	2.22	2.26	2.31	2.40

注：当 r/d 值超过表中给出的最大值时，按最大值查取 k_σ 、 k_τ 。

k_σ 、 k_τ

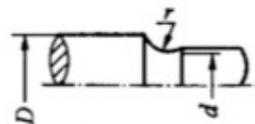
- 弯曲和扭转时的有效应力集中系数

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

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

附表3 环槽处的有效应力集中系数



系数	$\frac{D-d}{r}$	$\frac{r}{d}$	σ_b / MPa							
			400	500	600	700	800	900	1000	
k_σ	1	0.01	1.88	1.93	1.98	2.04	2.09	2.15	2.20	
		0.02	1.79	1.84	1.89	1.95	2.00	2.06	2.11	
		0.03	1.72	1.77	1.82	1.87	1.92	1.97	2.02	
		0.05	1.61	1.66	1.71	1.77	1.82	1.88	1.93	
		0.10	1.44	1.48	1.52	1.55	1.59	1.62	1.66	
	2	0.01	2.09	2.15	2.21	2.27	2.34	2.39	2.45	
		0.02	1.99	2.05	2.11	2.17	2.23	2.28	2.35	
		0.03	1.91	1.97	2.03	2.08	2.14	2.19	2.25	
		0.05	1.79	1.85	1.91	1.97	2.03	2.09	2.15	
	4	0.01	2.29	2.36	2.43	2.50	2.56	2.63	2.70	
		0.02	2.18	2.25	2.32	2.38	2.45	2.51	2.58	
		0.03	2.10	2.16	2.22	2.28	2.35	2.41	2.47	
	6	0.01	2.38	2.47	2.56	2.64	2.73	2.81	2.90	
		0.02	2.28	2.35	2.42	2.49	2.56	2.63	2.70	
	k_τ	任何比值	0.01	1.60	1.70	1.80	1.90	2.00	2.10	2.20
			0.02	1.51	1.60	1.69	1.77	1.86	1.94	2.03
			0.03	1.44	1.52	1.60	1.67	1.75	1.82	1.90
			0.05	1.34	1.40	1.46	1.52	1.57	1.63	1.69
			0.10	1.17	1.20	1.23	1.26	1.28	1.31	1.34

$$\varepsilon_{\sigma}、\varepsilon_{\tau}$$

- 弯曲和扭转时的绝对尺寸系数

附表 4 绝对尺寸影响系数

直径 d/mm		>20	>30	>40	>50	>60	>70	>80	>100	>120	>150
		~30	~40	~50	~60	~70	~80	~100	~120	~150	~500
ε_{σ}	碳钢	0.91	0.88	0.84	0.81	0.78	0.75	0.73	0.70	0.68	0.60
	合金钢	0.83	0.77	0.73	0.70	0.68	0.66	0.64	0.62	0.60	0.54
ε_{τ}	各种钢	0.89	0.81	0.78	0.76	0.74	0.74	0.72	0.70	0.68	0.60

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

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta\varepsilon_{\sigma}}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}, \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta\varepsilon_{\tau}}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m}$$

轴设计中的物理约束

β

• 弯曲和扭转时的表面质量系数

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

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

附表5 不同表面粗糙度的表面质量系数 β

加工方法	轴表面粗糙度 R_a/mm	σ_b/MPa		
		400	800	1 200
磨削	0.000 4~0.000 2	1	1	1
车削	0.003 2~0.000 8	0.95	0.90	0.80
粗车	0.025~0.006 3	0.85	0.80	0.65
未加工面		0.75	0.65	0.45

附表6 各种腐蚀情况的表面质量系数 β

工作条件	σ_b/MPa										
	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400
淡水中,有应力集中	0.7	0.63	0.56	0.52	0.46	0.43	0.40	0.38	0.36	0.35	0.33
淡水中,无应力集中 海水中,有应力集中	0.58	0.50	0.44	0.37	0.33	0.28	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19
海水中,无应力集中	0.37	0.30	0.26	0.23	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.12

附表7 各种强化方法的表面质量系数 β

强化方法	心部强度 σ_b/MPa	β		
		光 轴	低应力集中的轴 $k_{\sigma} \leq 1.5$	高应力集中的轴 $k_{\sigma} \geq 1.8 \sim 2$
高频淬火	600~800	1.5~1.7	1.6~1.7	2.4~2.8
	800~1 000	1.3~1.5	—	—
氮化	900~1 200	1.1~1.25	1.5~1.7	1.7~2.1
渗碳	400~600	1.8~2.0	3	—
	700~800	1.4~1.5	—	—
	1 000~1 200	1.2~1.3	2	—
喷丸硬化	600~1 500	1.1~1.25	1.5~1.6	1.7~2.1
滚子滚压	600~1 500	1.1~1.3	1.3~1.5	1.6~2.0

注:① 高频淬火是根据直径为 10~20 mm,淬硬层厚度为(0.05~0.20)d 的试件,实验求得的数据,对大尺寸试件,强化系数的值会有某些降低;

② 氮化层厚度为 0.01d 时用小数,在(0.03~0.04)d 时用大值;

③ 喷丸硬化是根据 8~40 mm 的试件求得的数据,喷丸速度低时用小数,速度高时用大值;

④ 滚子滚压是根据 17~130 mm 的试件求得的数据。

σ_a 、 τ_a 、 σ_m 、 τ_m

- σ_a 、 τ_a : 弯曲和扭转时的应力幅
- σ_m 、 τ_m : 弯曲和扭转时的平均应力

- $\sigma_a = M/W$ 、 $\sigma_m = 0$

- 对一般转轴，弯曲应力按对称循环变化

- $\sigma_a = \sigma_m = \frac{M}{2W}$

- 当轴不转动或载荷随轴一起转动时

- 考虑到载荷波动的实际情况，弯曲应力可作为脉动循环变化考虑

- $\tau_a = \tau_m = T/2W_T$

- 但多数情况下，转矩变化的规律难以确定

- 一般而言，对单方向转动的转轴，常视之为按脉动循环变化

- $\tau_a = T/W_T$ 、 $\tau_m = 0$

- 若轴经常正反转，则应按对称循环处理

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

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

基于静强度的安全系数约束

- 对于应力循环严重不对称或短时过载严重的轴，在尖峰载荷作用下，可能产生塑性变形，为了防止在疲劳破坏前发生大的塑性变形，还应按尖峰载荷校核轴的静强度安全系数

$$S_0 = \frac{S_{0\sigma} S_{0\tau}}{\sqrt{S_{0\sigma}^2 + S_{0\tau}^2}} \geq [S_0] \quad \left(S_{0\sigma} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}}, S_{0\tau} = \frac{\tau_s}{\tau_{\max}} \right)$$

S_0 : 静强度计算安全系数 $S_{0\sigma}$ 、 $S_{0\tau}$: 受弯矩和转矩作用的静强度安全系数 $[S_0]$: 静强度许用安全系数
 σ_s 、 τ_s : 材料抗弯、抗扭屈服极限 σ_{\max} 、 τ_{\max} : 尖峰载荷所产生的弯曲、扭转应力

表 6-6 静强度许用安全系数 $[S_0]$

σ_s/σ_b	0.45~0.55	0.55~0.70	0.70~0.90	铸造轴
$[S_0]$	1.2~1.5	1.4~1.8	1.7~2.2	1.6~2.5

刚度约束条件

- 轴受载后会发生弯曲变形和扭转变形，严重时会影响轴和轴上零件正常工作
 - 对于安装齿轮的轴，若轴的弯曲变形过大，会引起齿上载荷集中，导致轮齿啮合状况恶化
 - 对于采用滑动轴承支承的轴，若轴的弯曲变形过大，会使压力沿轴承宽度方向分布不均匀，甚至发生边缘接触，造成不均匀的磨损和过度发热

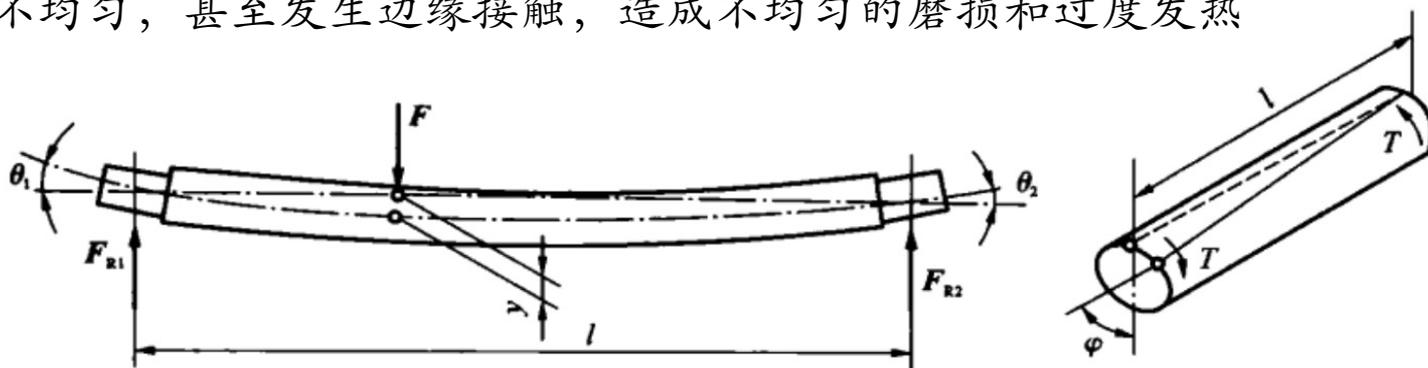


图 6-18 轴的弯曲变形和扭转变形

- 电动机主轴变形过大，会改变定子和转子间的间隙，影响电动机的性能等
 - 对刚度要求较高的轴，需计算弯曲变形和扭转变形： $y \leq [y]$ 、 $\theta \leq [\theta]$ 、 $\varphi \leq [\varphi]$
 - y 、 $[y]$ ：轴的最大挠度和许用挠度 (mm)
 - θ 、 $[\theta]$ ：轴的最大偏转角和许用偏转角 (rad)
 - φ 、 $[\varphi]$ ：轴的最大扭转角和许用扭转角 (rad)

刚度约束条件

- y 、 θ 、 φ 可按材料力学公式计算
- 其相应的许用值则根据各类机器的要求来确定

表 6-7 轴的许用挠度、许用偏转角、许用扭转角

应用场合	$[y]/\text{mm}$	应用场合	$[\theta]/\text{rad}$	应用场合	$[\varphi]/(^{\circ}/\text{m})$
一般用途的轴	$(0.0003 \sim 0.005)l$	滑动轴承	≤ 0.001	一般传动	0.5~1
刚度要求较高的轴	$\leq 0.0002l$	向心球轴承	≤ 0.005	较精密的传动	0.25~0.5
安装齿轮的轴	$(0.01 \sim 0.05)m_n$	向心球面轴承	≤ 0.05	重要传动	0.25
安装蜗轮的轴	$(0.02 \sim 0.05)m_t$	圆柱滚子轴承	≤ 0.0025	l —支承间跨距； Δ —电动机定子与转子的 间隙； m_n —齿轮法面模数； m_t —蜗轮端面模数	
蜗杆轴	$(0.01 \sim 0.02)m_t$	圆锥滚子轴承	≤ 0.0016		
电动机轴	$\leq 0.1\Delta$	安装齿轮处	$\leq 0.001 \sim 0.002$		

临界转速约束条件

• 临界转速

- 若轴受载荷作用引起的强迫振动频率与轴的固有频率相同或接近时，将产生共振现象，以致轴或轴上零件乃至整个机器遭到破坏发生共振时
- 大多数机器中的轴，虽然不受周期性外载荷的作用，但由于零件的材质分布不均匀，以及制造、安装误差等因素的影响，零件的重心发生偏移，回转时离心力会使轴受到周期性载荷的作用

• 使轴的工作转速 n 避开临界转速 n_c

- 对于重要的轴，尤其是高速轴或受周期性外载荷作用的轴，都必须计算其临界转速

• 轴的临界转速可以有多个

- 最低的一个称为一阶临界转速 (n_{c1})，其余为二阶 (n_{c2})、三阶 (n_{c3})
- 刚性轴 $\Rightarrow n < (0.75 \sim 0.8) n_{c1}$ ：工作转速低于一阶临界转速的轴
- 挠性轴 $\Rightarrow 1.4 n_{c1} \leq n \leq 0.7 n_{c2}$ ：工作转速超过一阶临界转速的轴

轴的设计

设计方法

• 轴的设计

- 根据给定的轴的功能要求（传递功率或转矩，所支承零件的要求等）和满足物理、几何约束的前提下，确定轴的最佳形状和尺寸

• 轴结构设计的结果具有多样性

- 根据不同的工作要求、不同的轴上零件的装配方案以及轴的不同加工工艺等，都将得出不同的轴的结构形式
- 设计时，必须对其结果进行综合评价，确定较优的方案

• 轴的设计并无固定不变的步骤，要根据具体情况来定，一般方法如下

(1) 按扭转强度约束条件或与同类机器类比，初步确定轴的最小直径 d_{min}

(2) 考虑轴上零件的定位和装配及轴的加工等几何约束，进行轴的结构设计，确定轴的几何尺寸

(3) 根据轴的结构尺寸和工作要求，选择相应的物理约束，检验设计结果是否满足相应的物理约束

(4) 若不满足，则需对轴的结构尺寸作必要的修改，进行再设计，直至满足要求

物理约束的选择

一般用途的轴

- 满足强度约束条件，具有合理的结构和良好的工艺性即可

刚度要求高的轴，如机床主轴

- 工作时不允许有过大的变形，则应按刚度约束条件来设计轴的尺寸

高速或载荷作周期变化的轴

- 为避免发生共振，则应按临界转速约束条件进行轴的稳定性计算

设计皮带运输机 减速器的主动轴

已知传递功率 $P = 10 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，
齿轮的齿宽 $B = 100 \text{ mm}$ ，齿数 $x = 40$ ，
模数 $m_n = 5 \text{ mm}$ ，螺旋角 $\beta = 9^\circ 22'$ ，轴端装有联轴器

(1) 按扭转强度约束条件或与同类机器类比，初步确定轴的最小直径 d_{min}

(2) 考虑轴上零件的定位和装配及轴的加工等几何约束，进行轴的结构设计，确定轴的几何尺寸

(3) 根据轴的结构尺寸和工作要求，选择相应的物理约束，检验设计结果是否满足相应的物理约束

(4) 若不满足，则需对轴的结构尺寸作必要的修改，进行再设计，直至满足要求

轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴

已知传递功率 $P = 10 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，
 齿轮的齿宽 $B = 100 \text{ mm}$ ，齿数 $x = 40$ ，
 模数 $m_n = 5 \text{ mm}$ ，螺旋角 $\beta = 9^\circ 22'$ ，轴端装有联轴器

(1) 选择轴的材料

- 轴的材料选择 45 钢，经调质处理（最为常用之一）
- 由表查得：
 $\sigma_b = 650 \text{ MPa}$ ， $\sigma_s = 360 \text{ MPa}$ ，
 $\sigma_{-1} = 300 \text{ MPa}$ ， $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$
- 查表得： $[\sigma_{-1}]_b = 60 \text{ MPa}$ （查表估计值）

表 6-1 轴的常用材料机械性能

材料	热处理	毛坯直径 $d, D/\text{mm}$	硬度 HBS	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服点 σ_s/MPa	弯曲疲劳极限 σ_{-1}/MPa	剪切疲劳极限 τ_{-1}/MPa	备注
Q235A				440	235	200	105	用于不重要或载荷不大的轴
45	正火	25	≤ 241	600	360	260	150	应用最广泛
	正火回火	≤ 100	170~217	600	300	275	140	
		$> 100 \sim 300$	162~217	580	290	270	135	
调质	≤ 200	217~255	650	360	300	155		
40Cr	调质	25		1 000	800	500	280	用于载荷较大而无很大冲击的重要轴
		≤ 100	241~266	750	550	350	200	
		$> 100 \sim 300$	241~266	700	550	340	185	

轴

轴的材料及选择

- (1) 轴的强度、刚度及耐磨性要求
- (2) 轴的热处理方式及机加工工艺性的要求
- (3) 轴的材料来源和经济性等

碳钢和合金钢（常用材料）

• 碳钢比合金钢价格低廉，对应力集中的敏感性低，可通过热处理改善综合性能，加工工艺性好，故应用最广。一般用途的轴，多用碳含量为 0.25%~0.5% 的中碳钢，尤其是 45 钢

- 对不重要或受力较小的轴，也可用 Q235A 等普通碳素钢
- 合金钢**
 - 具有比碳钢更好的机械性能和淬火性能，但对应力集中比较敏感，且价格较贵，多用于对强度和耐磨性有特殊要求的轴。如：20Cr、20CrMnTi 等低碳合金钢，经渗碳处理后可获高耐磨性；20CrMnV、38CrMoAl 等合金钢，有良好的高温机械性能，常用于在高温、高速和重载条件下工作的轴
 - 值得注意的是：由于常温下合金钢与碳钢的弹性模量相差不多，因此当其他条件相同时，要通过选用合金钢来提高轴的刚度难以实现

低合金钢和低合金钢

• 经渗碳淬火，可提高其耐磨性，常用于韧性要求较高或在转速较高场合下工作的轴

球墨铸铁和高强度铸钢

• 因其具有良好的工艺性，不需要锻压设备，吸振性好，对应力集中的敏感性低，故近年来被广泛应用于制造结构形状复杂的曲轴等，只是铸件的质量难以控制

热轧圆钢或锻钢

• 多用于轴的毛坯，锻钢内部组织均匀，强度较好，因此，重要的较大尺寸的轴，常用锻造毛坯

表 6-1 轴的常用材料机械性能

材料	热处理	毛坯直径 $d, D/\text{mm}$	硬度 HBS	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服点 σ_s/MPa	弯曲疲劳极限 σ_{-1}/MPa	剪切疲劳极限 τ_{-1}/MPa	备注
Q235A				440	235	200	105	用于不重要或载荷不大的轴
45	正火	25	≤ 241	600	360	260	150	应用最广泛
		≤ 100	170~217	600	300	275	140	
	$> 100 \sim 300$	162~217	580	290	270	135		
调质	≤ 200	217~255	650	360	300	155		
40Cr	调质	25		1 000	800	500	280	用于载荷较大而无很大冲击的重要轴
		≤ 100	241~266	750	550	350	200	
		$> 100 \sim 300$	241~266	700	550	340	185	
40MnB	调质	25	241~286	1 000	800	485	280	性能接近 40Cr，用于重要轴
		200	750	550	335	195		
35CrMo	调质	25	207~269	1 000	850	510	285	—
		≤ 100	750	550	390	200		
		$> 100 \sim 300$	207~269	700	300	350	185	
20Cr	渗碳淬火	15	表面 HRC 50~60	850	550	375	215	用于要求强度和刚度均较高的轴
		30	50~60	650	400	280	160	
		≤ 60	650	400	280	160		
20CrMnTi	渗碳淬火	15	表面 HRC 50~62	1 100	850	525	300	—
1Cr18Ni9Ti	淬火	≤ 60	192	550	200	205	120	用于在高温、低温及强腐蚀状况下工作的轴
		$> 60 \sim 100$	540	200	195	115	105	
		$> 100 \sim 200$	500	200	185	105		
球墨铸铁	QT400-15	156~197	400	300	145	125	—	
		197~269	600	420	215	185	—	

注：① 弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1} = (0.55 \sim 0.82)\sigma_b$ ， $\sigma_s = 1.4\sigma_{-1}$ ， $\tau_{-1} = 1.5\sigma_{-1}$ ；
 ② 等效系数 ψ_0 ：球墨铸铁 $\psi_0 = 0.1 \sim 0.2$ ， $\psi_0 = 0.05 \sim 0.1$ ，合金钢 $\psi_0 = 0.2 \sim 0.3$ ， $\psi_0 = 0.1 \sim 0.15$ 。

表 6-4 轴的许用弯曲应力

(MPa)

材料	σ_b	$[\sigma_{-1}]_b$	$[\sigma_0]_b$	$[\sigma_{-1}]_b$
碳钢	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
	800	270	130	75
合金钢	900	300	140	80
	1 000	330	150	90
铸钢	1 200	400	180	110
	400	100	50	30
	500	120	70	40

设计皮带运输机减速器的主动轴

已知传递功率 $P = 10 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，
 齿轮的齿宽 $B = 100 \text{ mm}$ ，齿数 $x = 40$ ，
 模数 $m_n = 5 \text{ mm}$ ，螺旋角 $\beta = 9^\circ 22'$ ，轴端装有联轴器

(2) 初步计算轴径

- $d_{min} = C \sqrt[3]{P/n} = 110 \times \sqrt[3]{10/200} = 40.5 \text{ mm}$ (选 $C = 110$)
- 考虑到轴端装联轴器需开键槽，将其轴径增加 4%~5%，故取轴的直径为 $40.5 \times 1.05 = 42.525 \rightarrow 45 \text{ mm}$

轴设计中的物理约束

111

强度约束条件

• 扭转强度约束条件为： $\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{9550 \times 10^3 P/n}{W_T} \leq [\tau_T]$

• 对于实心圆轴， $W_T = \pi d^3/16 \approx d^3/5$

• 轴的直径约束条件（一般作为轴最细处的直径）

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5}{[\tau_T]} \left(9550 \times 10^3 \frac{P}{n} \right)} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (\text{mm})$$

C ：取决于轴材料的许用扭转应力 $[\tau_T]$ 的系数

• 当弯矩相对转矩很小时， C 取较小值， $[\tau_T]$ 取较大值

• C 取较大值， $[\tau_T]$ 取较小值

表 6-3 几种轴材料的 $[\tau_T]$ 和 C 值

轴的材料	Q235	1Cr18Ni9Ti	35	45	40Cr, 35SiMn, 2Cr13, 20CrMnTi
$[\tau_T]$	12~20	12~25	20~30	30~40	40~52
C	160~135	148~125	135~118	118~107	107~98

• 在一般减速器中，也可采用经验公式来估算轴径

• 高速输入轴的直径可按与其相连的电动机轴的直径 D 估算， $d = (0.8 \sim 1.2)D$

• 各级低速轴的轴径可按同级齿轮中心距 a 估算， $d = (0.3 \sim 0.4)a$

表 6-3 几种轴材料的 $[\tau_T]$ 和 C 值

轴的材料	Q235	1Cr18Ni9Ti	35	45	40Cr, 35SiMn, 2Cr13, 20CrMnTi
$[\tau_T]$	12~20	12~25	20~30	30~40	40~52
C	160~135	148~125	135~118	118~107	107~98

(1) 选择轴的材料

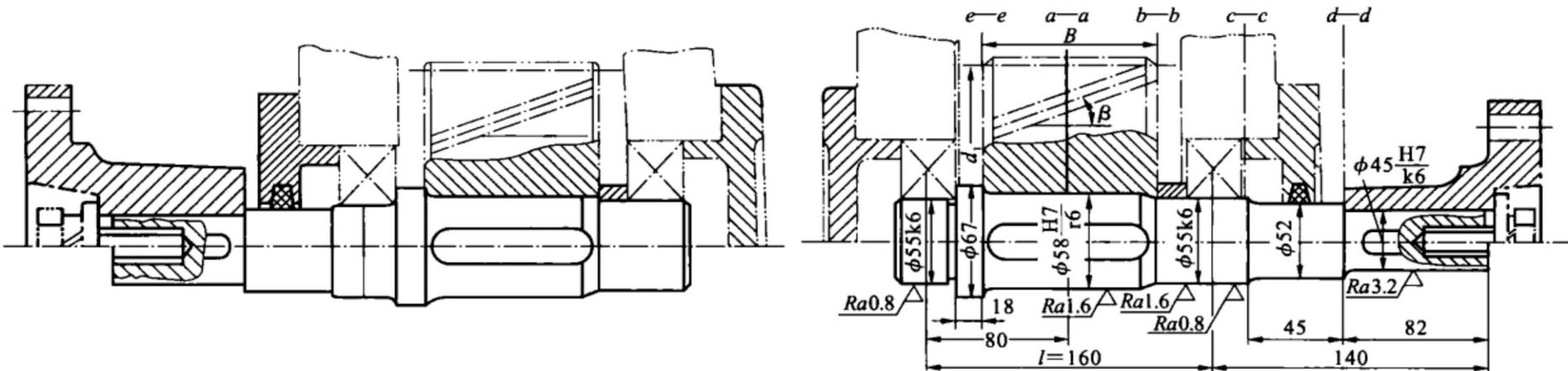
- 轴的材料选择 45 钢，经调质处理（最为常用之一）
- 由表查得： $\sigma_b = 650 \text{ MPa}$ ， $\sigma_s = 360 \text{ MPa}$ ， $\sigma_{-1} = 300 \text{ MPa}$ ， $\tau_{-1} = 115 \text{ MPa}$
- 查表得： $[\sigma_{-1}]_b = 60 \text{ MPa}$ （查表估计值）

设计皮带运输机 减速器的主动轴

已知传递功率 $P = 10 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，
 齿轮的齿宽 $B = 100 \text{ mm}$ ，齿数 $x = 40$ ，
 模数 $m_n = 5 \text{ mm}$ ，螺旋角 $\beta = 9^\circ 22'$ ，轴端装有联轴器

(3) 进行轴的结构设计

- 按工作要求，轴上所支承的零件主要有齿轮、轴端联轴器以及滚动轴承
- **轴端联轴器**：选用弹性柱销联轴器 HL4 $\frac{\text{JC45} \times 84}{\text{JA45X84}}$ GB/T5014-1995
- **滚动轴承**：根据轴的受力，选取 7211C 滚动轴承，其尺寸 $d \times D \times B = 55 \times 100 \times 21$
- **轴环**：宽度为 18 mm，齿轮用平键周向固定，轴向通过轴环和套筒定位
- 根据轴上零件的定位、加工要求以及不同的零件装配方案，参考轴的结构设计的基本要求，可确定轴的各段尺寸，得出轴结构

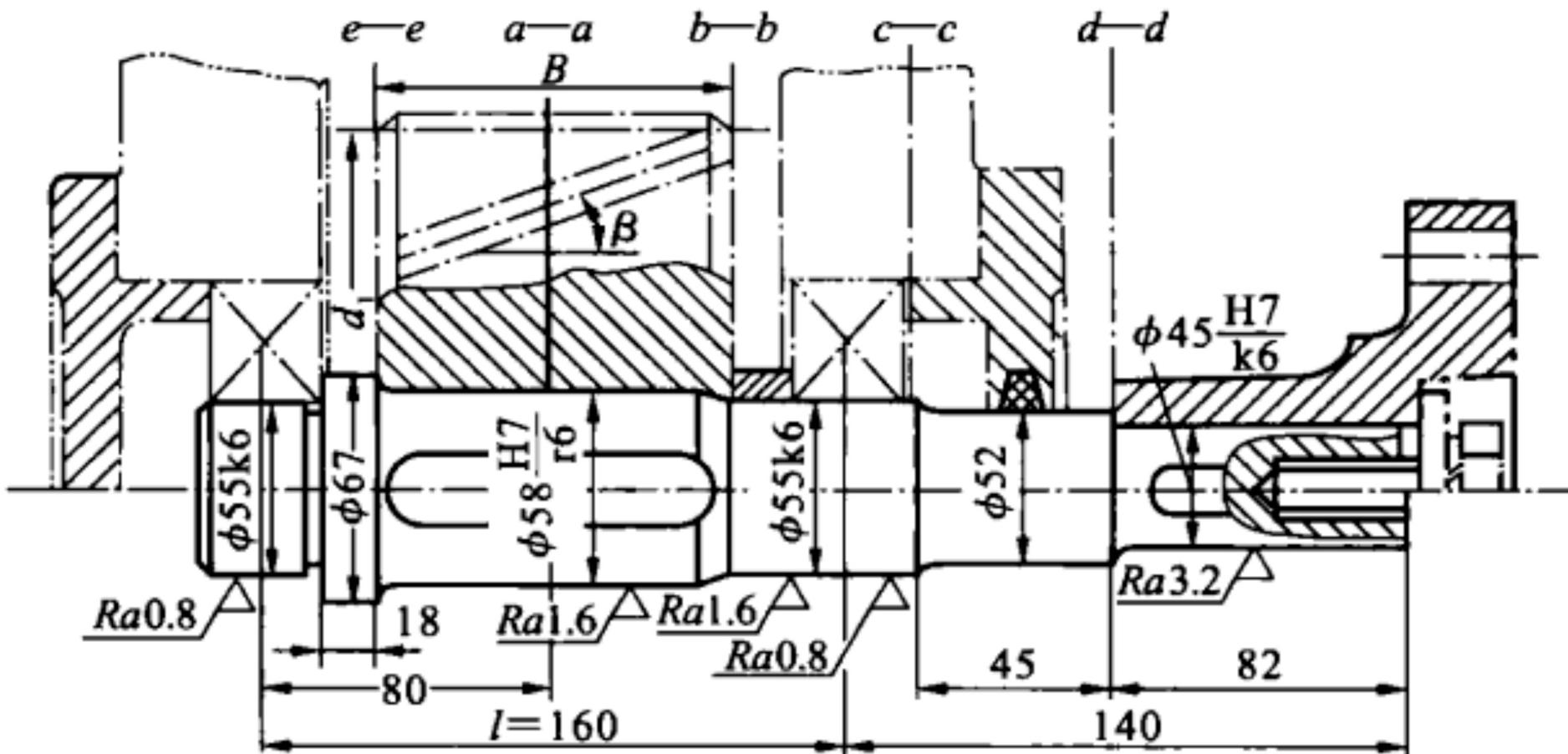


齿轮、套筒、右端轴承和端盖、联轴器依次从轴的右端装入，仅左端轴承从左端装入

仅从装配方案比较来看，上图的装拆更为简单方便，若成批生产，该方案在机加工和装拆等方面更能发挥其长处，初步选定其轴的尺寸

设计皮带运输机减速器的主动轴

已知传递功率 $P = 10 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，
 齿轮的齿宽 $B = 100 \text{ mm}$ ，齿数 $x = 40$ ，
 模数 $m_n = 5 \text{ mm}$ ，螺旋角 $\beta = 9^\circ 22'$ ，轴端装有联轴器



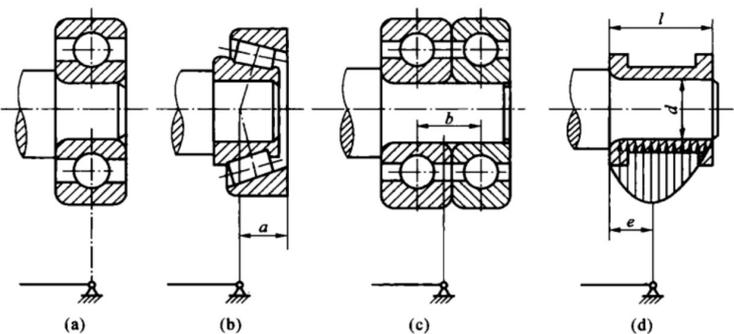
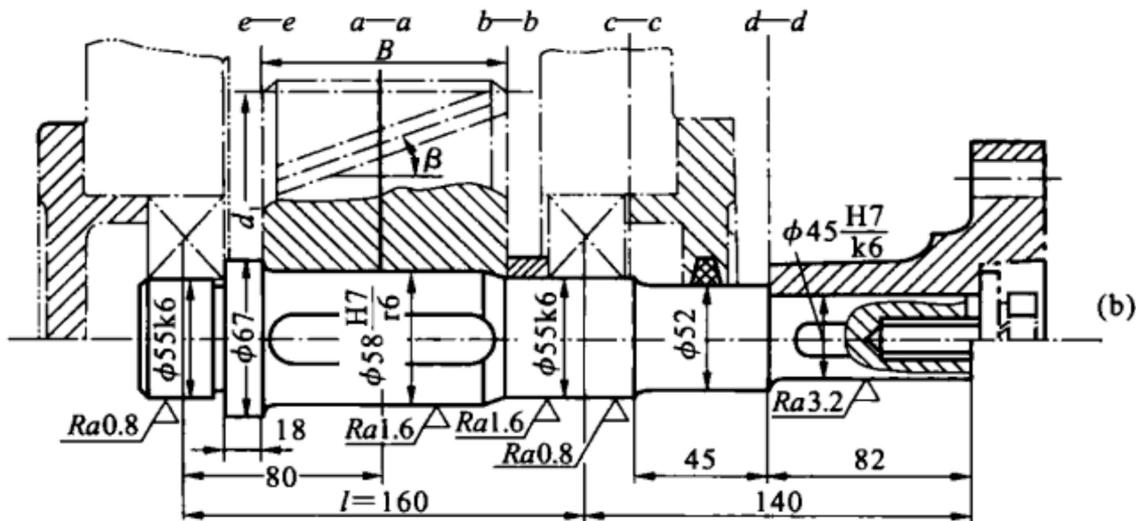
设计皮带运输机减速器的主动轴

已知传递功率 $P = 10 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，
 齿轮的齿宽 $B = 100 \text{ mm}$ ，齿数 $x = 40$ ，
 模数 $m_n = 5 \text{ mm}$ ，螺旋角 $\beta = 9^\circ 22'$ ，轴端装有联轴器

(4) 按弯扭合成强度校核轴

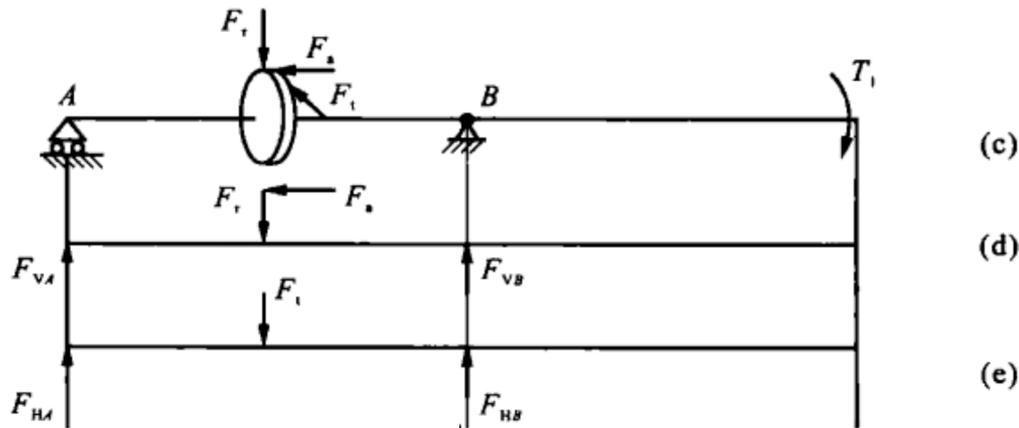
① 画受力简图:

- 画轴空间受力简图，将轴上作用力分解为
 - 垂直面受力：垂直面上的支反力
 - 水平面受力：水平面上的支反力
- 因轴上如齿轮、联轴器等均有宽度，对于零件，作用于轴上的分布载荷或转矩可当做集中力，作用于轴上零件的宽度中点
 - 支反力的位置随轴承类型和布置方式的不同而异，一般可按图示取定，其中 α 值参见滚动轴承样本



注： $l/d < 1, e = 0.5l; l/d > 1, e = 0.5d$ ；但 e 不小于 $(0.25 \sim 0.35)l$ 。调心轴承， $e = 0.5l$

图 6-20 支点位置的确定



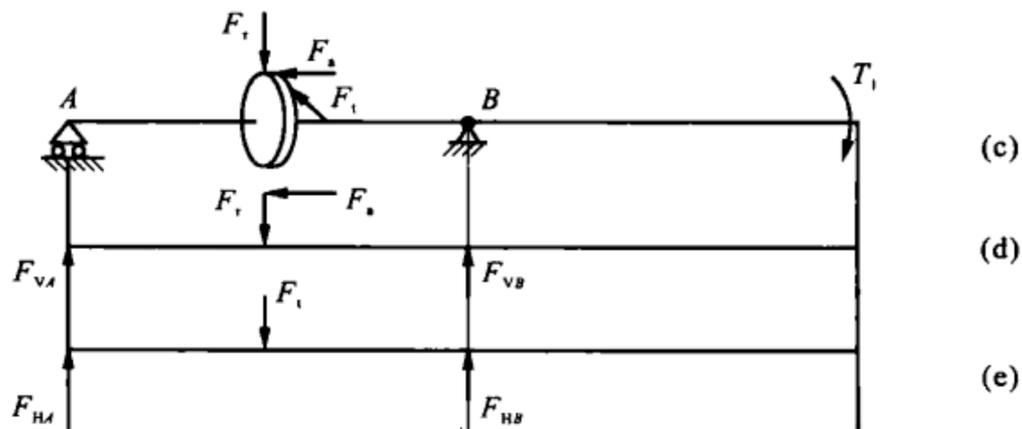
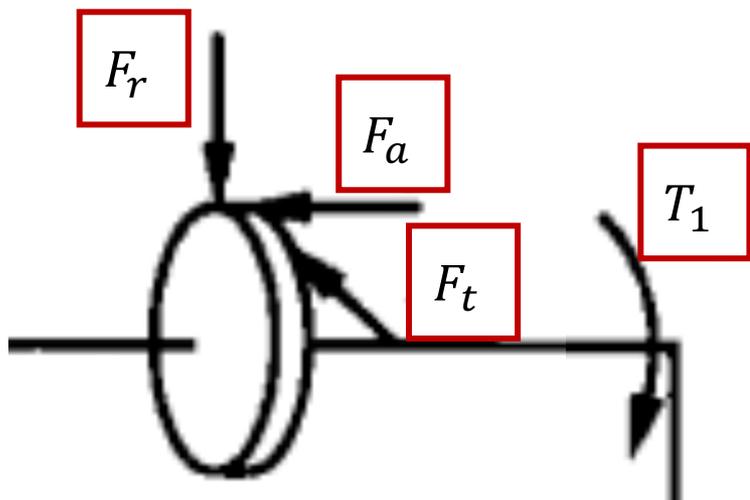
设计皮带运输机减速器的主动轴

已知传递功率 $P = 10 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，
 齿轮的齿宽 $B = 100 \text{ mm}$ ，齿数 $x = 40$ ，
 模数 $m_n = 5 \text{ mm}$ ，螺旋角 $\beta = 9^\circ 22'$ ，轴端装有联轴器

(4) 按弯扭合成强度校核轴

② 轴上受力分析:

- 轴传递的转矩为 $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \frac{10}{200} = 477\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}$
- 齿轮的圆周力为 $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_1}{z m_n / \cos \beta} = \frac{2 \times 477\,500}{40 \times 5 / \cos 9^\circ 22'} = 4\,710 \text{ N}$
- 齿轮的径向力为 $F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 4\,710 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9^\circ 22'} = 1\,740 \text{ N}$
- 齿轮的轴向力为 $F_a = F_t \tan \beta = 4\,710 \times \tan 9^\circ 22' = 777 \text{ N}$



设计皮带运输机减速器的主动轴

已知传递功率 $P = 10 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，
 齿轮的齿宽 $B = 100 \text{ mm}$ ，齿数 $x = 40$ ，
 模数 $m_n = 5 \text{ mm}$ ，螺旋角 $\beta = 9^\circ 22'$ ，轴端装有联轴器

(4) 按弯扭合成强度校核轴

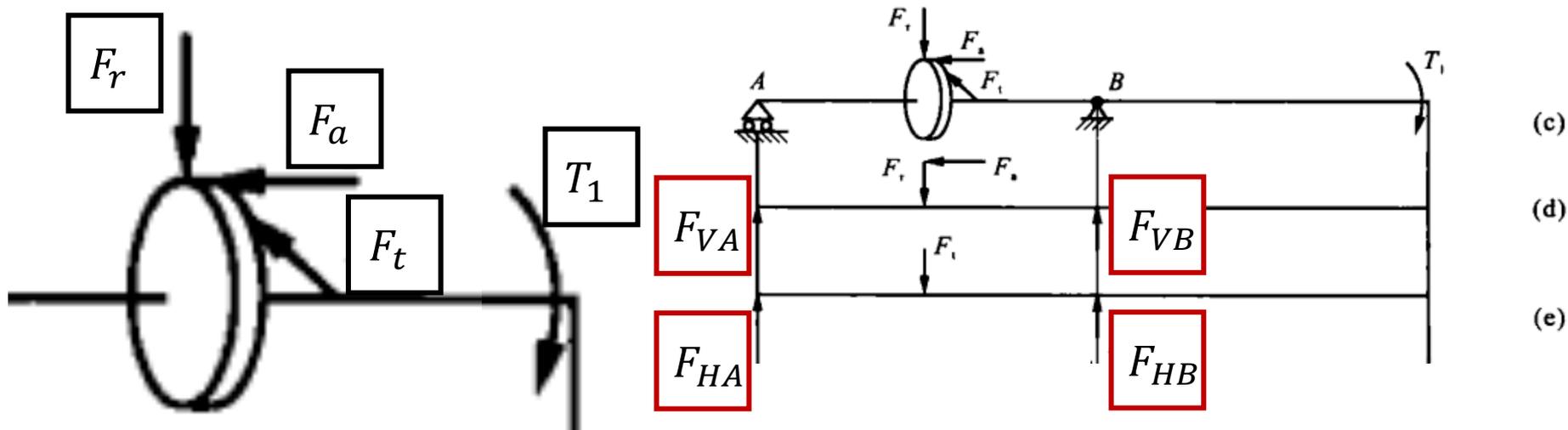
• ③ 计算作用于轴上的支反力：

• 水平面内支反力为 $F_{HA} = F_{HB} = F_t/2 = 2\,355 \text{ N}$

• 垂直面内支反力为

$$\bullet F_{VA} = \frac{1}{l} \left(F_t \times \frac{l}{2} + F_a \times \frac{d_1}{2} \right) = 1\,362 \text{ N}$$

$$\bullet F_{VB} = \frac{1}{l} \left(F_t \times \frac{l}{2} - F_a \times \frac{d_1}{2} \right) = 378 \text{ N}$$



轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴

(4) 按弯扭合成强度校核轴

④ 计算弯矩，画出弯矩、转矩图

- 作垂直面和水平面上的弯矩图
- 按 $M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$ 进行弯矩合成
- 画出转矩图

$$F_{HA} = F_{HB} = 2\,355\text{ N}$$

$$F_{VA} = 1\,362\text{ N}, F_{VB} = 378\text{ N}$$

$$M_{VB} = F_{VA} \times \frac{l}{2} = 108\,960\text{ N} \cdot \text{mm}$$

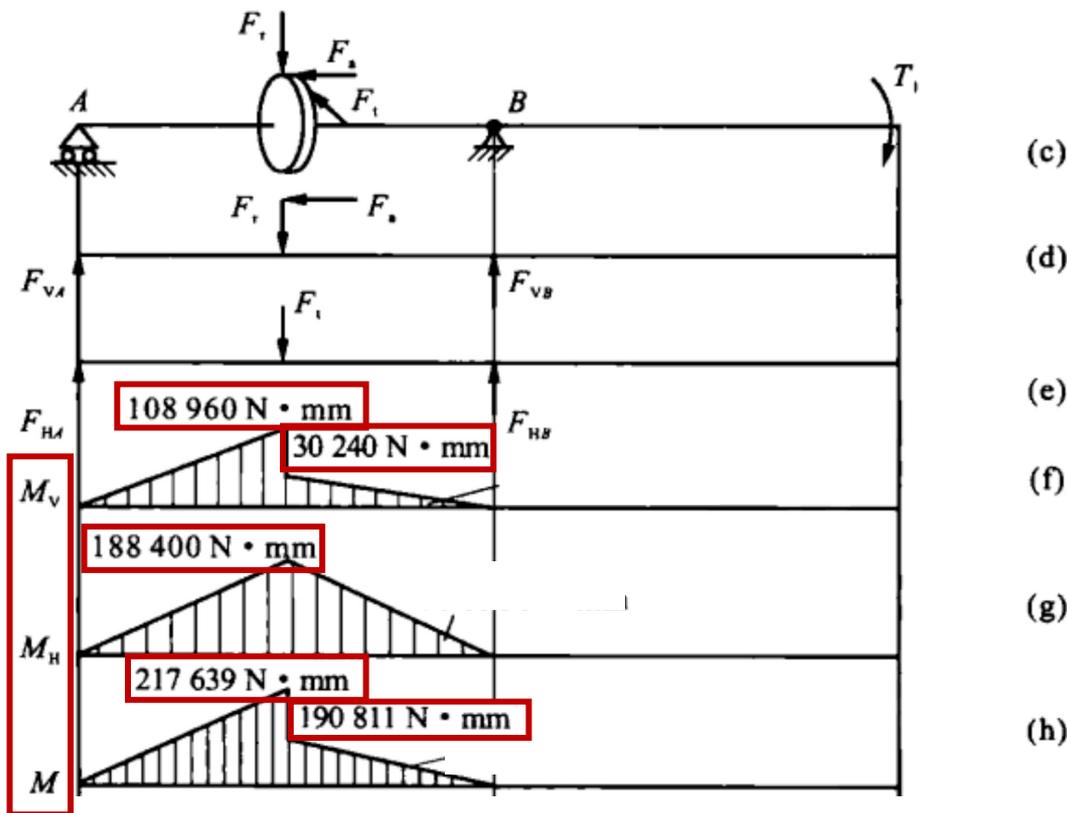
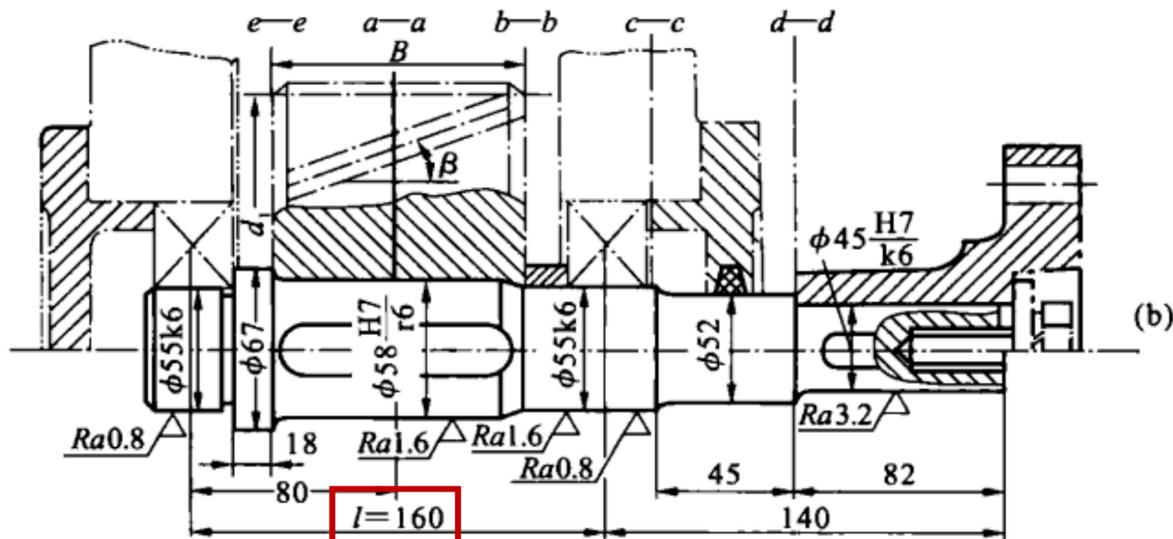
$$M_{VB} = F_{VB} \times \frac{l}{2} = 30\,240\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{HA} = F_{HA} \times \frac{l}{2} = 188\,400\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{HA} = M_{HB} = 188\,400\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{VA} = \sqrt{M_{HA}^2 + M_{VA}^2} = 217\,639\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{VB} = \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} = 190\,811\text{ N} \cdot \text{mm}$$



轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴

(4) 按弯扭合成强度校核轴

⑤ 计算并画出当量弯矩图

- 转矩按脉动循环变化计算, 取 $\alpha = 0.6$
- $\alpha T = 0.6 \times 477\,500 = 286\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}$
- 画出当量弯矩图
- 按 $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 计算

轴设计中的物理约束

112

弯扭合成强度条件

对实心轴, 也可写成轴径的约束条件

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ca}}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} \quad (\text{mm})$$

轴上有键槽或过盈配合时, 为了补偿轴的削弱, 按上式计算的轴径 d 应增大, 一个键槽增大4%~5%, 两个键槽增大7%~10%

- M_{ca} : 当量弯矩, $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$
- α : 根据转矩性质而定的折合系数:
 - 转矩不变时, $\alpha = [\sigma_{-1}]_b / [\sigma_{+1}]_b \approx 0.3$
 - 转矩按脉动循环变化时, $\alpha = [\sigma_{-1}]_b / [\sigma_0]_b \approx 0.6$
 - 转矩按对称循环变化时, $\alpha = [\sigma_{-1}]_b / [\sigma_{-1}]_b \approx 1$
 - 若转矩的变化规律不清楚, 一般按脉动循环处理
- $[\sigma_{-1}]_b$: 对称循环状态下的许用应力
- $[\sigma_0]_b$: 脉动循环状态下的许用应力
- $[\sigma_{+1}]_b$: 静应力状态下的许用应力
- W : 轴的抗弯截面模量(mm^3)

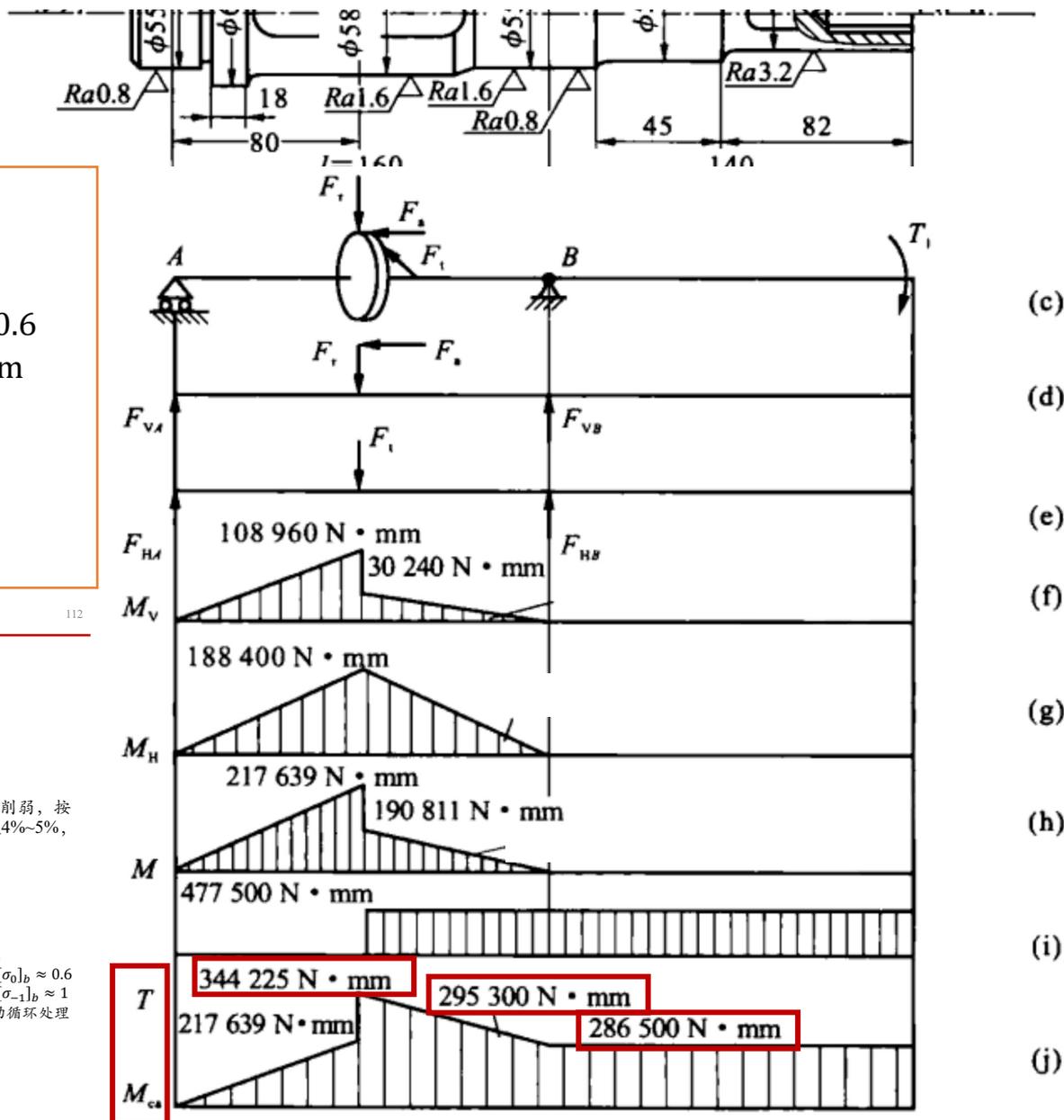
对于同时承受弯矩和转矩的轴, 先根据结构设计所确定的轴几何结构和轴上零件位置, 画出轴的受力简图

绘制弯矩图、扭矩图, 再按第三强度理论条件建立轴的弯扭合成强度约束条件

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W} = \frac{M_{ca}}{W} \leq [\sigma]$$

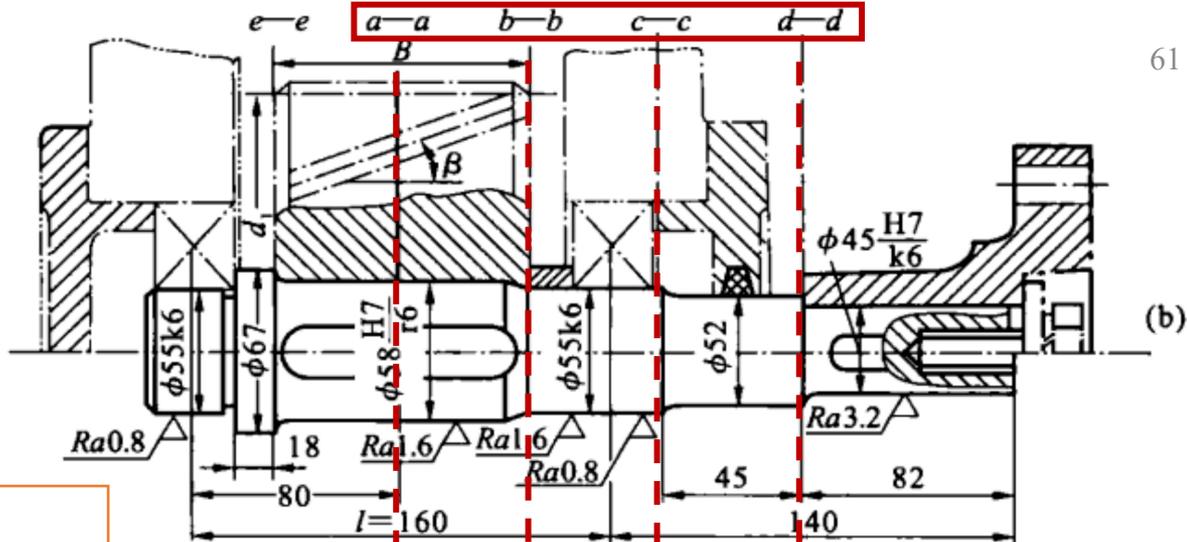
考虑到弯矩 M 所产生的弯曲应力和转矩 T 所产生的扭转应力的性质不同, 对上式的转矩 T 乘以折合系数 α , 建立强度约束条件的一般公式

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



轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴



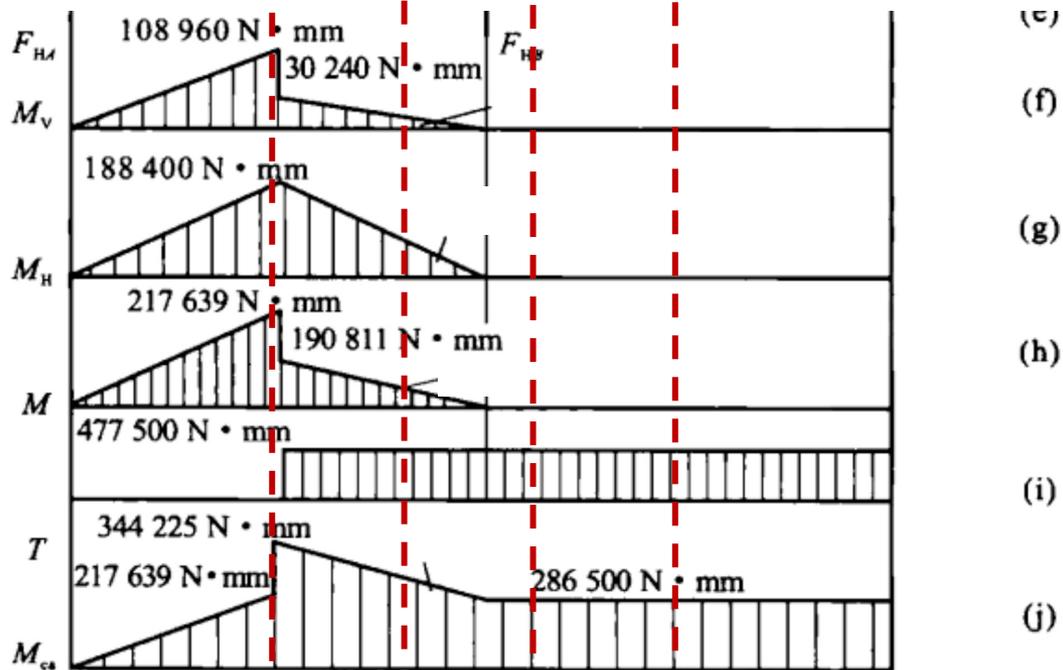
(4) 按弯扭合成强度校核轴

⑥ 校核轴的强度

- 一般而言，判断轴的强度是否满足要求，只需对危险截面进行校核即可
- 而轴的危险截面多发生在当量弯矩最大或当量弯矩较大且轴的直径较小处

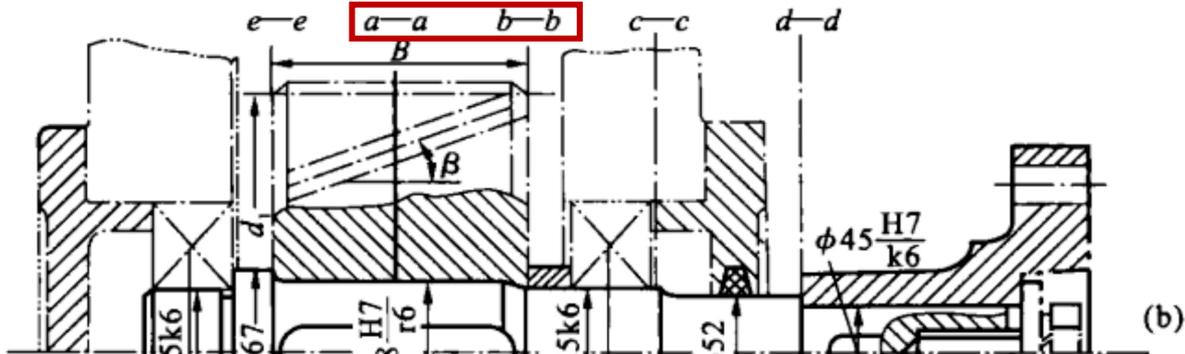
根据轴的结构尺寸和当量弯矩图可知

- $a-a$ 截面处弯矩最大，且截面尺寸也非最大，属于危险截面
- $b-b$ 截面处当量弯矩不大但轴径较小，也属于危险截面
- $c-c$ 、 $d-d$ 截面，仅受纯转矩作用 d 截面尺寸最小，但由于轴的最小直径是按扭转强度较为宽裕而确定的，故度肯定满足，无须校核弯扭合成强度



轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴



(4) 按弯扭合成强度校核轴

⑥ 校核轴的强度

• $a-a$ (危险截面) 右侧当量弯矩为

$$M_{ca}^a = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{190\,811^2 + 286\,500^2} = 344\,225 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

• $b-b$ (危险截面) 当量弯矩为

$$M_{ca}^b = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{71\,554^2 + 286\,500^2} = 295\,300 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

轴设计中的物理约束

112

弯扭合成强度条件

对于同时承受弯矩和转矩的轴，先根据结构设计所确定的轴几何结构和轴上零件位置，画出轴的受力简图

绘制弯矩图、扭矩图，再按第三强度理论条件建立轴的弯扭合成强度约束条件

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W} = \frac{M_{ca}}{W} \leq [\sigma]$$

当应到弯矩 M 所产生的弯曲应力和转矩 T 所产生的扭转应力的性质不同，对上式中的转矩 T 乘以折合系数 α ，建立强度约束条件的一般公式

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

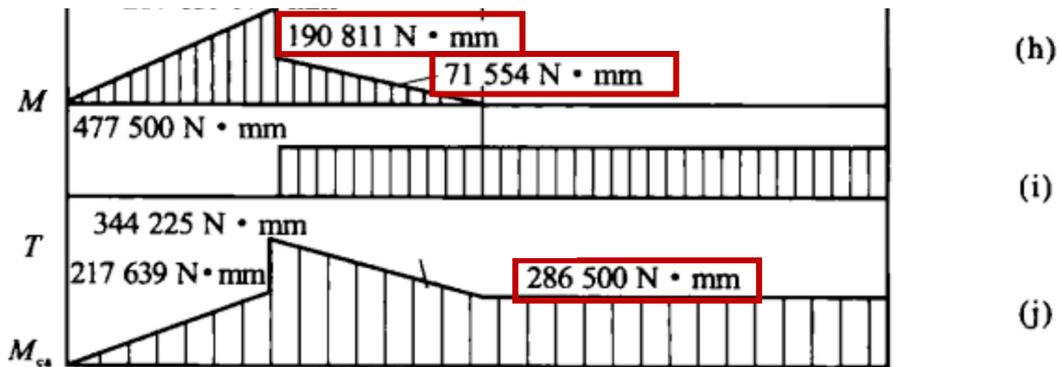
对实心轴，也可写成轴径的约束条件

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ca}}{0.1[\sigma_{-1b}]}} \quad (\text{mm})$$

轴上有键槽或过盈配合时，为了补偿轴的削弱，按上式计算的轴径 d 应增大，一个键槽增大4%~5%，两个键槽增大7%~10%

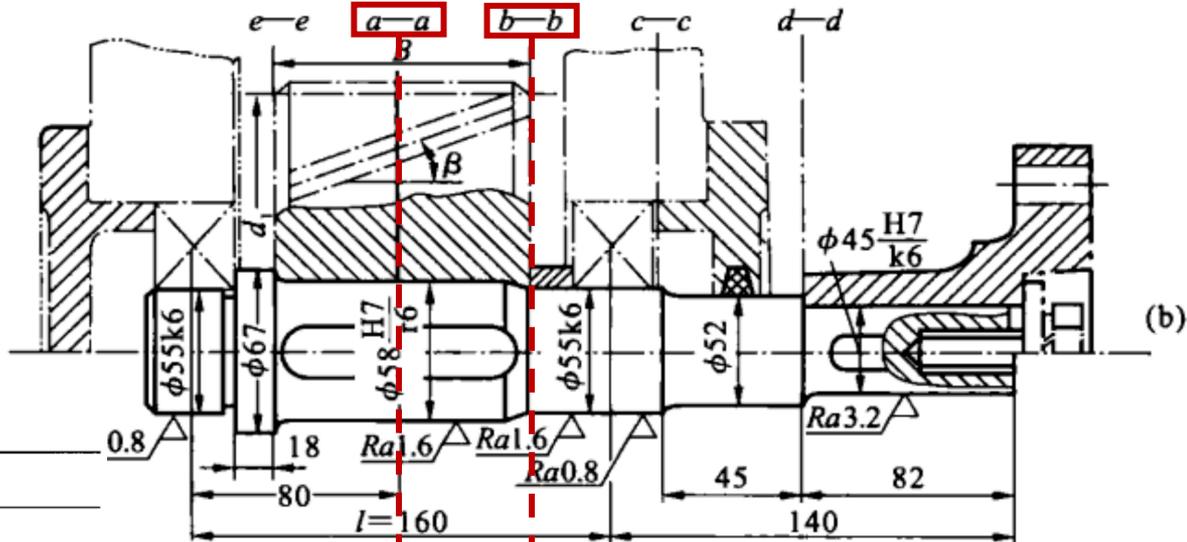
- M_{ca} : 当量弯矩, $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$
- α : 根据转矩性质而定的折合系数:
 - 转矩不变时, $\alpha = [\sigma_{-1b}]/[\sigma_{+1b}] \approx 0.3$
 - 转矩按脉动循环变化时, $\alpha = [\sigma_{-1b}]/[\sigma_0] \approx 0.6$
 - 转矩按对称循环变化时, $\alpha = [\sigma_{-1b}]/[\sigma_{-1b}] \approx 1$
 - 若转矩的变化规律不清楚, 一般按脉动循环处理

- $[\sigma_{-1}]_b$: 对称循环状态下的许用应力
- $[\sigma_0]_b$: 脉动循环状态下的许用应力
- $[\sigma_{+1}]_b$: 静应力状态下的许用应力
- W : 轴的抗弯截面模量(mm^3)



轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴



附表 8 抗弯、抗扭截面系数 W, W_T 的计算公式

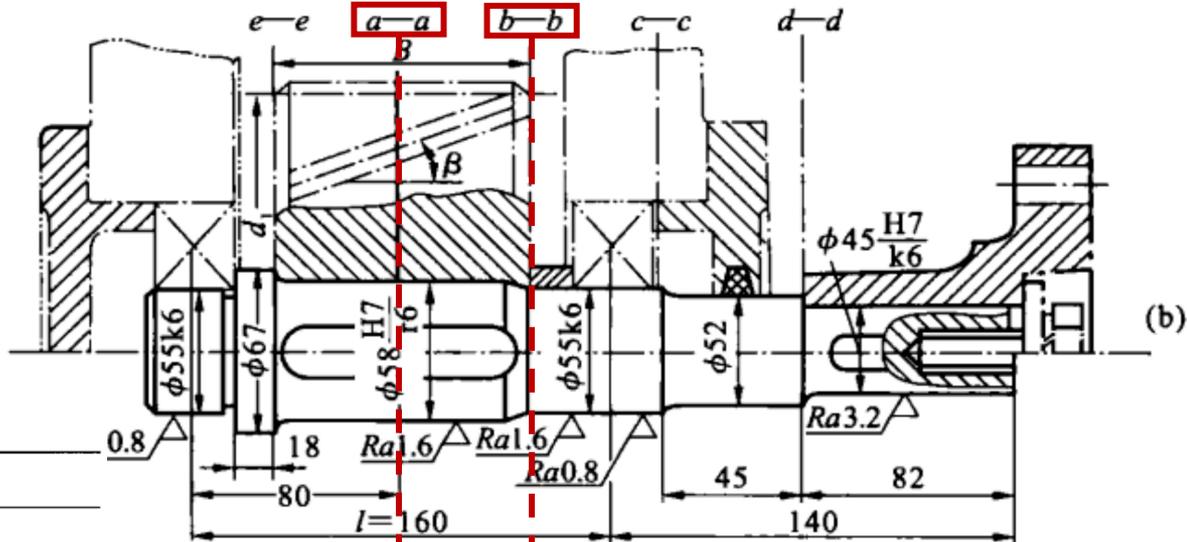
表面	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{10}$ $r = \frac{d_1}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{5}$ $r = \frac{d_1}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1-1.54 \frac{d_0}{d})$	$\frac{\pi d^3}{16} (1-\frac{d_0}{d})$
矩形花键 	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)^2}{32D}$ (z —花键齿数)	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)}{16D}$ (z —花键齿数)
渐开线花键与齿轮轴 	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$

(4) 按弯扭合成强度校核轴

- ⑥ 校核轴的强度
- 强度校核：
 - 考虑键槽的影响，查表计算
 - 所选取的键槽参数
 - $b = 16 \text{ mm}$, $t = 6 \text{ mm}$

轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴



附表 8 抗弯、抗扭截面系数 W, W_T 的计算公式

表面	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{10}$ $r = \frac{d_1}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{5}$ $r = \frac{d_1}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1-1.54 \frac{d_0}{d})$	$\frac{\pi d^3}{16} (1-\frac{d_0}{d})$
矩形花键 	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)^2}{32D}$ (z —花键齿数)	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)}{16D}$ (z —花键齿数)
渐开线花键与齿轮轴 	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$

(4) 按弯扭合成强度校核轴

⑥ 校核轴的强度

• 强度校核：考虑键槽的影响，查表计算

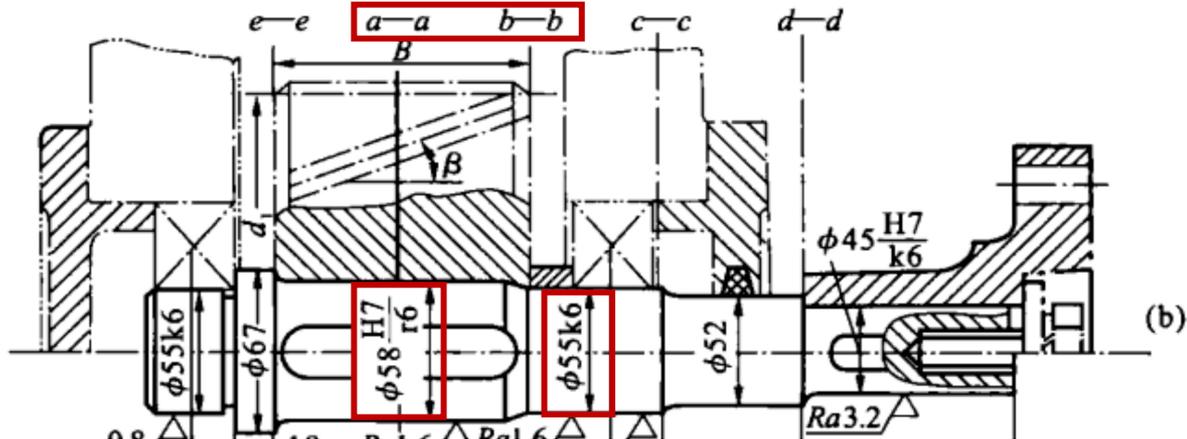
• $b = 16 \text{ mm}, t = 6 \text{ mm}$

$$W^a = \frac{\pi \times 5.8^3}{32} - \frac{1.6 \times 0.6 \times (5.8 - 0.6)^2}{2 \times 5.8} \approx 16.9 \text{ cm}^3$$

$$W^b = 0.1d^3 = 0.1 \times 5.5^3 \approx 16.6 \text{ cm}^3$$

轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴



附表 8 抗弯、抗扭截面系数 W, W_T 的计算公式

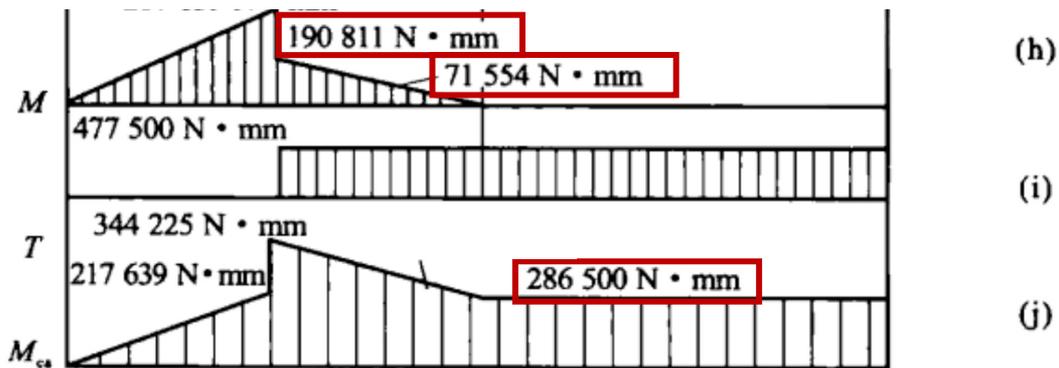
表面	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{10}$ $r = \frac{d_1}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} (1-r^4) \approx \frac{d^3 (1-r^4)}{5}$ $r = \frac{d_1}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1-1.54 \frac{d_0}{d})$	$\frac{\pi d^3}{16} (1-\frac{d_0}{d})$
矩形花键 	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)^2}{32D}$ (z —花键齿数)	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d_1)(D+d_1)}{16D}$ (z —花键齿数)
渐开线花键与齿轮轴 	$\frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx \frac{d^3}{5}$

(4) 按弯扭合成强度校核轴

⑥ 校核轴的强度

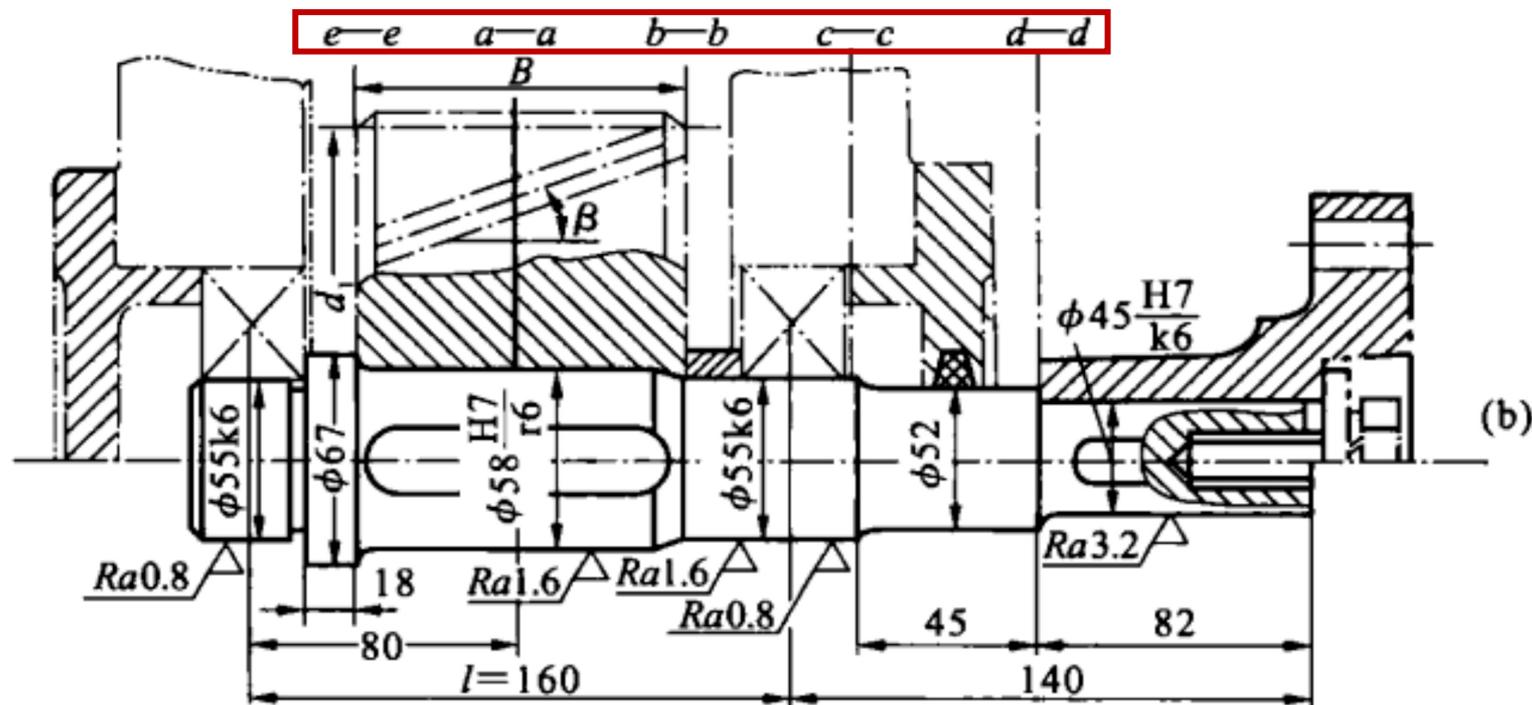
均小于 $[\sigma_{-1}]_b = 60 \text{ MPa}$, 故安全

- $\sigma_{ca}^a = \frac{M_{ca}^a}{W^a} = \frac{344\,225}{16.9} = 20.4 \text{ MPa} \leq [\sigma_{-1}]_b$
- $\sigma_{ca}^b = \frac{M_{ca}^b}{W^b} = \frac{295\,300}{16.6} = 17.75 \text{ MPa} \leq [\sigma_{-1}]_b$



设计皮带运输机
减速器的主动轴

下面仅以 $a-a$ 截面为例
进行安全系数校核



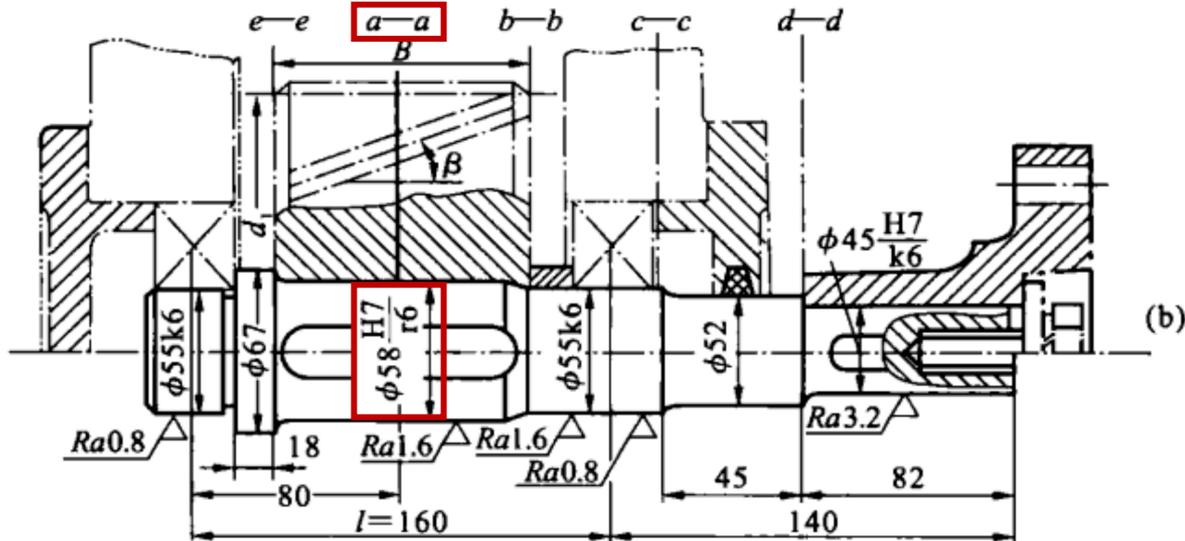
(5) 按安全系数校核

- ① 判断危险截面
 - 截面 $a-a$ 、 $b-b$ 、 $c-c$ 、 $d-d$ 和 $e-e$ 都有应力集中（由键槽、齿轮和轴的配合、过渡圆角等引起），且当量弯矩均较大，故确定为危险截面

轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴

下面仅以 $a-a$ 截面为例
进行安全系数校核



(4) 按弯扭合成强度校核轴

② 疲劳强度校核

• $a-a$ 截面上的应力:

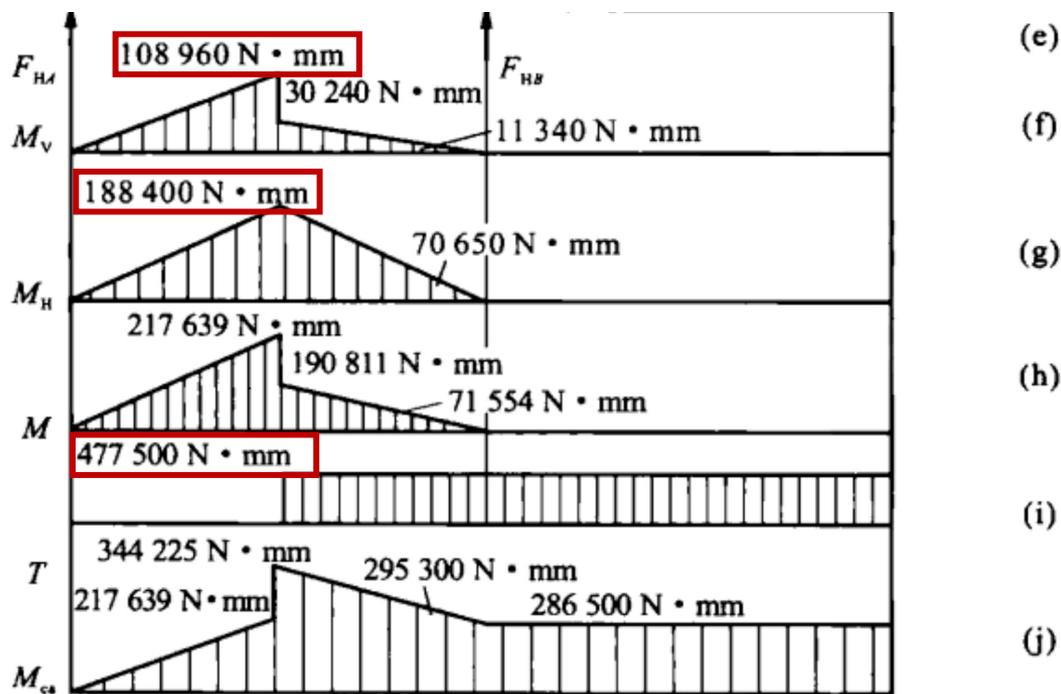
• 弯曲应力幅 $\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{\sqrt{188.4^2 + 108.9^2}}{16.9} = 12.88 \text{ MPa}$

• 扭转应力幅 $\tau_a = \frac{T}{2W_T} = \frac{477.5}{2 \times 36.1} = 6.61 \text{ MPa}$ (教材此处有误)

• 弯曲平均应力 $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$

• 扭转平均应力 $\tau_m = \tau_a = 6.61 \text{ MPa}$

$$W_T = \frac{\pi \times 5.8^3}{16} - \frac{1.6 \times 0.6 \times (5.8 - 0.6)^2}{2 \times 5.8} \approx 36.1 \text{ cm}^3$$



附表 8 抗弯、抗扭截面系数 W 、 W_T 的计算公式

表面	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$

轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴

下面仅以 $a-a$ 截面为例
进行安全系数校核

(4) 按弯扭合成强度校核轴

- ② 疲劳强度校核 ($\sigma_b = 650 \text{ MPa}$, $\sigma_s = 360 \text{ MPa}$)
- 材料的疲劳极限: 查表得 $\psi_\sigma = 0.2$, $\psi_r = 0.1$
- $a-a$ 截面应力集中系数: $k_\sigma = 1.825$, $k_r = 1.625$

表 6-1 轴的常用材料机械性能

材料	热处理	毛坯直径 $d, D/\text{mm}$	硬度 HBS	抗拉强度 σ_b/MPa	屈服点 σ_s/MPa	弯曲疲劳 极限 σ_{-1}/MPa	剪切疲劳 极限 τ_{-1}/MPa	备注
Q235A				440	235	200	105	用于不重要或 载荷不大的轴
45	正火	25	≤ 241	600	360	260	150	应用最广泛
	正火 回火	≤ 100 $> 100 \sim 300$	170~217 162~217	600 580	300 290	275 270	140 135	
	调质	≤ 200	217~255	650	360	300	155	
40Cr	调质	25	241~266	1000	800	500	280	用于载荷较大 而无很大冲击的 重要轴
		≤ 100 $> 100 \sim 300$	241~266	750 700	550 550	350 340	200 185	

注: ① 剪切屈服极限 $\tau_s = (0.55 \sim 0.62)\sigma_s$, $\sigma_0 \approx 1.4\sigma_{-1}$, $\tau_0 = 1.5\tau_{-1}$;

② 等效系数 ψ , 碳素钢 $\psi_\sigma = 0.1 \sim 0.2$, $\psi_r = 0.05 \sim 0.1$, 合金钢 $\psi_\sigma = 0.2 \sim 0.3$, $\psi_r = 0.1 \sim 0.15$ 。

附表 1 螺纹、键、花键、横孔处及配合边缘处的有效应力集中系数

σ_b /MPa	螺纹 ($k_r = 1$) k_σ	键 槽		花 键 k_r	横 孔			配 合								
		A 型	B 型		k_r	矩形	渐开 线形	d_0/d $= 0.05$ ~ 0.15	d_0/d $= 0.05$ ~ 0.25	d_0/d $= 0.05$ ~ 0.25	H7/r6		H7/k6		H7/h6	
				k_σ							k_r	k_σ	k_r	k_σ	k_r	k_σ
400	1.45	1.51	1.30	1.20	1.35	2.10	1.40	1.90	1.70	1.70	2.05	1.55	1.55	1.25	1.33	1.14
500	1.78	1.64	1.38	1.37	1.45	2.25	1.43	1.95	1.75	1.75	2.30	1.69	1.72	1.36	1.49	1.23
600	1.96	1.76	1.46	1.54	1.55	2.35	1.46	2.00	1.80	1.80	2.52	1.82	1.89	1.46	1.64	1.31
700	2.20	1.89	1.54	1.71	1.60	2.45	1.49	2.05	1.85	1.80	2.73	1.96	2.05	1.56	1.77	1.40
800	2.32	2.01	1.62	1.88	1.65	2.55	1.52	2.10	1.90	1.85	2.96	2.09	2.22	1.65	1.92	1.49
900	2.47	2.14	1.69	2.05	1.70	2.65	1.55	2.15	1.95	1.90	3.18	2.22	2.39	1.76	2.08	1.57
1000	2.61	2.26	1.77	2.22	1.72	2.70	1.58	2.20	2.00	1.90	3.41	2.36	2.56	1.86	2.22	1.66
1200	2.90	2.50	1.92	2.39	1.75	2.80	1.60	2.30	2.10	2.00	3.87	2.62	2.90	2.05	2.5	1.83

注: ① 滚动轴承与轴的配合按 H7/r6 配合选择系数。

② 蜗杆螺旋根部有效应力集中系数可取 $k_\sigma = 2.3 \sim 2.5$, $k_r = 1.7 \sim 1.9$ 。

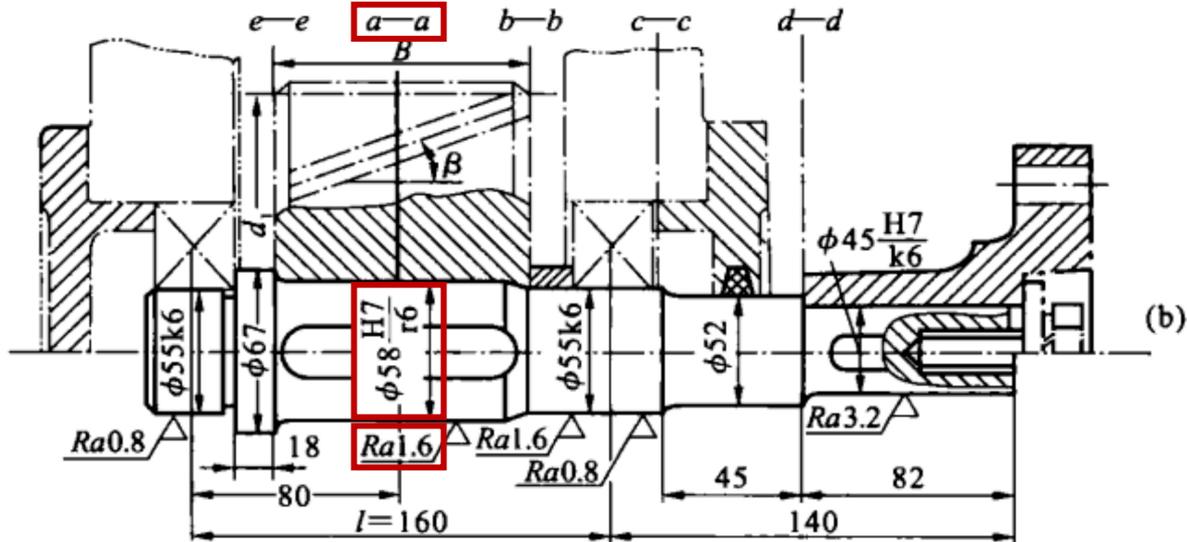
初步设计

- ψ_σ 、 ψ_r 此处可选较大值
- k_σ 、 k_r 此处可取中间值

轴的设计

设计皮带运输机减速器的主动轴

下面仅以 $a-a$ 截面为例
进行安全系数校核



(4) 按弯扭合成强度校核轴

② 疲劳强度校核

尺寸系数:

查表得 $\varepsilon_\sigma = 0.81$ 、 $\varepsilon_r = 0.76$

表面状态系数:

查表得 $\beta = 0.94$

$$d = 58 \text{ mm}$$

$$\sigma_b = 650 \text{ Mpa}$$

$$R_a = 1.6 \mu\text{m}$$

附表4 绝对尺寸影响系数

直径 d/mm	>20 ~30	>30 ~40	>40 ~50	>50 ~60	>60 ~70	>70 ~80	>80 ~100	>100 ~120	>120 ~150	>150 ~500
ε_σ	碳钢 0.91	0.88	0.84	0.81	0.78	0.75	0.73	0.70	0.68	0.60
	合金钢 0.83	0.77	0.73	0.70	0.68	0.66	0.64	0.62	0.60	0.54
ε_r	各种钢 0.89	0.81	0.78	0.76	0.74	0.74	0.72	0.70	0.68	0.60

附表5 不同表面粗糙度的表面质量系数 β

加工方法	轴表面粗糙度 R_a/mm	σ_b/MPa		
		400	800	1 200
磨削	0.000 4~0.000 2	1	1	1
车削	0.003 2~0.000 8	0.95	0.90	0.80
粗车	0.025~0.006 3	0.85	0.80	0.65
未加工面		0.75	0.65	0.45

设计皮带运输机
减速器的主动轴

已知传递功率 $P = 10 \text{ kW}$ ，转速 $n = 200 \text{ r/min}$ ，
 齿轮的齿宽 $B = 100 \text{ mm}$ ，齿数 $x = 40$ ，
 模数 $m_n = 5 \text{ mm}$ ，螺旋角 $\beta = 9^\circ 22'$ ，轴端装有联轴器

(4) 按弯扭合成强度校核轴

• ② 疲劳强度校核

• 分别考虑弯矩或扭矩作用时的安全系数：

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{300}{\frac{1.825}{0.94 \times 0.81} \times 12.88 + 0.2 \times 0} = \frac{300}{30.9} = 9.7$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{155}{\frac{1.625}{0.94 \times 0.76} \times 6.61 + 0.1 \times 6.61} = \frac{155}{15.7} = 9.9$$

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{9.7 \times 9.9}{\sqrt{9.7^2 + 9.9^2}} = 6.9 \geq [S] = 1.4$$

• 故安全

轴毂连接计算

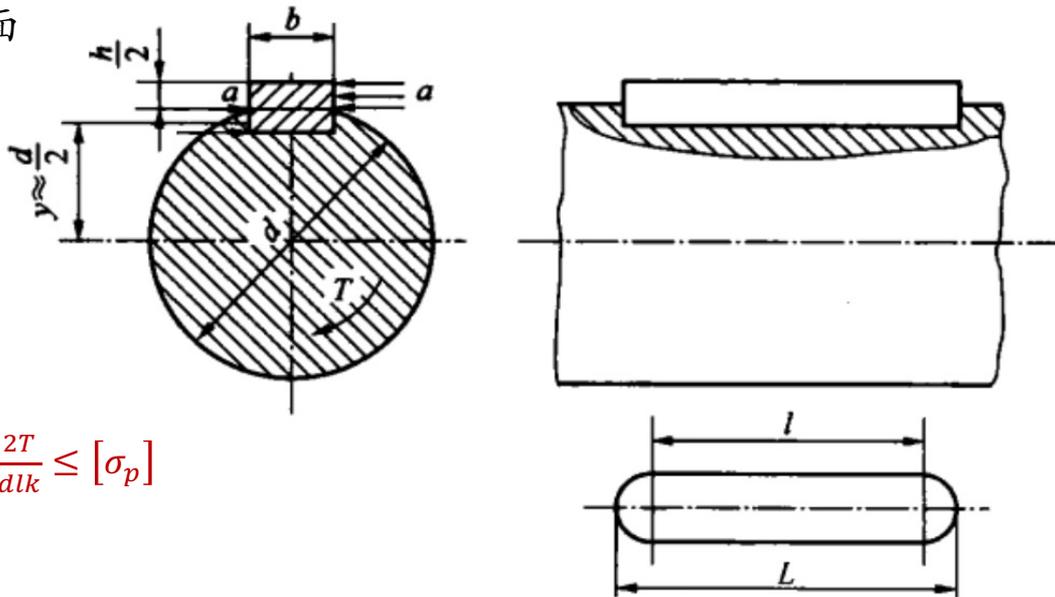
键与花键连接计算

- 由于键与花键都是标准件，设计时，通常是根据连接的结构特点、使用要求和工作条件，选择键或花键的类型
 - 键的剖面尺寸根据轴的直径 d 从标准中选出
 - 键的长度 L 根据轮毂的宽度确定，一般取 $L = (1.5 \sim 2)d$ 或小于轮毂的宽度
 - 然后，进行连接件的强度校核

平键连接的计算

工作表面的压溃或磨损是实际采用的材料和按标准选用尺寸的键连接的主要失效形式

- 用于传递扭矩时，键的侧面受挤压，截面 $a-a$ 受剪切，可能的失效形式是
 - 较弱零件（通常为轮毂）工作面的
 - 压溃（对于静连接）和磨损（对于动连接）
 - 键的剪断



- 假设工作面上的作用力沿键的长度和高度均匀分布，通常可只校核计算

- 挤压应力（对于静连接）： $\sigma_p = \frac{2T/d}{lk} = \frac{2T}{dlk} \leq [\sigma_p]$
- 压强（对于动连接）： $p = \frac{2T}{dlk} \leq [p]$

T : 转矩 (N·mm) d : 轴的直径 (mm)

l : 平键的接触长度 (mm),

A型平键 $l = L - b$, B型平键 $l = L$, C型平键 $l = L - 0.5b$

k : 键与轮毂的接触高度, 一般 $k \approx 0.5h$ mm, h 为平键的高度

如果计算结果为强度不足, 则可采用双键按 180° 布置。考虑载荷分布的不均匀性, 双键连接的强度按 1.5 个键计算

表 6-14 键连接的许用挤压应力和许用压强 (MPa)

连接方式	连接中较弱零件的材料	静载荷	轻度冲击载荷	冲击载荷
静连接时许用挤压应力 $[\sigma_p]$	钢	125~150	100~120	60~90
	铸铁	70~80	50~60	30~45
动连接时许用压强 $[p]$	钢	50	40	30

σ_p : 工作表面的挤压应力 (MPa)

$[\sigma_p]$: 许用挤压应力 (MPa)

p : 工作表面的压强 (MPa)

$[p]$: 许用压强 (MPa)

花键连接的强度约束

- 主要失效形式是
 - 齿面的压溃（静连接）或磨损（动连接）
 - 通常只进行连接的挤压强度或耐磨性的条件性计算
- 假设压力在齿侧接触面上均匀分布，各齿压力的合力作用在平均直径 d_m 处，则花键连接的强度约束条件为

$$\text{静连接: } \sigma_p = \frac{2T}{\varphi z h l d_m} \leq [\sigma_p]$$

$$\text{动连接: } p = \frac{2T}{\varphi z h l d_m} \leq [p]$$

z : 花键齿数

l : 齿的工作长度 (mm)

$[\sigma_p]$: 许用挤压应力 (MPa)

$[p]$: 许用压强 (MPa)

φ : 各齿间载荷分配不均匀系数，其值视加工精度而定，一般取 $\varphi \approx 0.7 \sim 0.8$

h : 花键齿侧面的工作高度，对矩形花键， $h = 0.5(D - d)$ ，其中 D 和 d 分别为花键轴的外径和内径，对渐开线花键， $h = m$ ，其中 m 为模数

d_m : 花键平均直径 (mm)，对矩形花键， $d_m = (D + d)/2$ ，对渐开线花键， $d_m = d$ ，其中 d 为分度圆直径

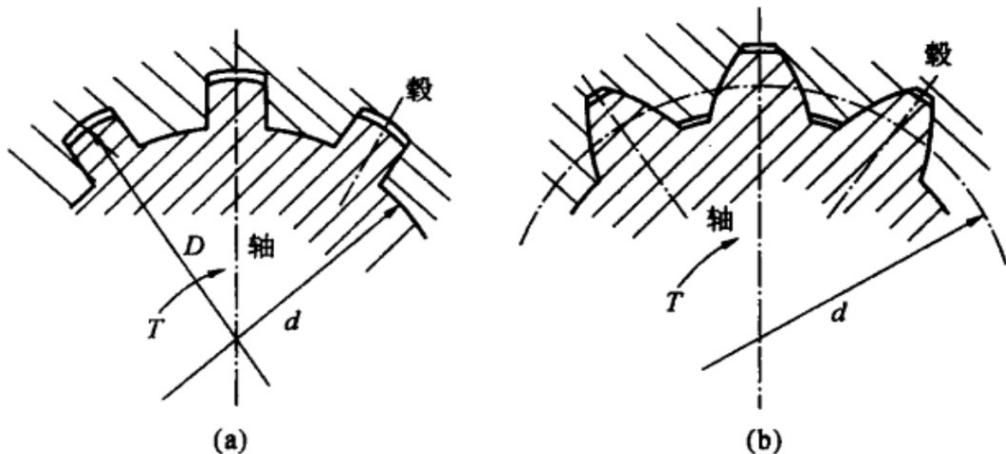


图 6-33 花键计算参数

(a) 矩形花键；(b) 渐开线花键

花键连接的强度约束

$$\text{静连接: } \sigma_p = \frac{2T}{\varphi z h l d_m} \leq [\sigma_p]$$

$$\text{动连接: } p = \frac{2T}{\varphi z h l d_m} \leq [p]$$

表 6-15 花键连接的许用挤压应力和许用压强

(MPa)

连接工作方式	许用值	工作条件	齿面未经热处理	齿面经过热处理
静载荷	[σ_p]	不良	35~50	40~70
		中等	60~100	100~140
		良好	80~120	120~200
空载时移动的动连接	[p]	不良	15~20	20~35
		中等	20~30	30~60
		良好	25~40	40~70
受载时移动的动连接	[p]	不良	—	3~10
		中等	—	5~15
		良好	—	10~20



ME311 | 机械设计

2023年秋季

谢谢~

宋超阳
南方科技大学