

新编 机械设计师手册

徐灏

主编

上册



机械工业出版社

新编 机械设计师 手册

徐灏

主编

下册



机械工业出版社

ISBN 7-111-04182-8/TH·522



●
封面设计：
姚毅

定价：114.00 元

第7篇 轴 系 零 件

第1章 轴

1 概述

1.1 轴的种类和设计特点

轴是组成机械的一个重要零件。它支承着其它转动件回转并传递转矩,同时它又通过轴承和机架联接。所有轴上零件都围绕轴线作回转运动,形成了一个以轴为基准的组合物——轴系部件。所以,在轴的设计中,不能只考虑轴本身,还必须和轴系零、部件的整个结构密切联系起来。

设计轴时应考虑多方面因素和要求,其中主要问题是轴的选材、结构、强度和刚度。对于高速轴还应考虑振动稳定性问题。

轴设计的特点是:在轴系零、部件的具体结构未确定之前,轴上力的作用点和支点间的跨距无法精确确定,故弯矩大小和分布情况不能求出,因此在轴的设计中,必须把轴的强度计算和轴系零、部件结构设计交错进行,边画图、边计算、边修改。

通常轴设计的程序是:

- (1) 根据机械传动方案的整体布局,拟定轴上零件的布置和装配方案;
- (2) 选择轴的合适材料;
- (3) 初步估算轴的直径;
- (4) 进行轴系零、部件的结构设计;
- (5) 进行强度计算;
- (6) 进行刚度计算;
- (7) 校核键的联接强度;
- (8) 验算轴承;
- (9) 根据计算结果修改设计;
- (10) 绘制轴的零件工作图。

对于一些不太重要的轴,上述程序中的某些内容可以省略。

1.2 轴的常用材料

轴的材料种类很多,设计时主要根据对轴的强度、刚度、耐磨性等要求,以及为实现这些要求而采用的热处理方式,同时考虑制造工艺问题加以选用,力求经济合理。

轴的常用材料是35、45、50优质碳素钢,最常用的是45钢。对于受载较小或不太重要的轴,也可用Q235-A、Q275等普通碳素钢。对于受力较大,轴的尺寸和重量受到限制,以及有某些特殊要求的轴,可采用合金钢。

球墨铸铁和一些高强度铸铁,由于铸造性能好,容易铸成复杂形状,且减振性能好,应力集中敏感性低,故常用于制造外形复杂的轴。

特别是我国研制成功的稀土-镁球墨铸铁,冲击韧性好,同时具有减磨、吸振和对应力集中敏感性低等优点,已用于制造汽车、拖拉机、机床上的重要轴类零件。

根据工作条件要求,轴可在加工前或加工后经过整体或表面处理,以及表面强化处理(如喷丸、辊压等)和化学处理(如渗碳、渗氮、氮化等),以提高其强度(尤其疲劳强度)和耐磨、耐腐蚀等性能。

在一般工作温度下,合金钢的弹性模量与碳素钢相近,所以只为了提高轴的刚度而选用合金钢是不合适的。

轴一般由轧制圆钢或锻件经切削加工制造。轴的直径较小和不太重要时,可用圆钢棒制造;对于重要的,大直径或阶梯直径变化较大的轴,采用锻钢坯。为节约金属和提高工艺性,直径大的轴还可以制成空心的,并且带有焊接的或者锻造的凸缘。

对于形状复杂的轴(如凸轮轴、曲轴)可采用铸造。

轴的常用材料及力学性能见表7-1-1。

表 7·1-1 轴的常用材料及其主要力学性能

材料牌号	热处理	毛坯直径 (mm)	硬 度 (HBS)	σ_b	σ_s	σ_{-1}	τ_{-1}	$[\sigma_{+1}]$	$[\sigma_0]$	$[\sigma_{-1}]$	用 途	
				(N/mm ²)								
Q235-A Q275				430 570	235 275	175 220	100 130	130 150	70 72	40 42	用于不重要或 载荷不大的轴	
35	正火	25	≤187	530	315	225	132				有好的塑性及 适当的强度, 可 用于做曲轴	
	正火	≤100		510	265	210	121	167	74	44		
	回火	>100~300	143~187	490	255	201	116					
	调质	≤100 >100~300	163~207 149~207	550 530	294 275	227 217	131 126	177	83	49		
45	正火	25	≤241	600	355	257	148				应用最广	
	正火	≤100	170~217	588	294	238	138	196	93	54		
	回火	>100~300	162~217	570	285	230	133					
	调质	≤200	217~255	637	353	268	155	216	98	59		
40Cr	调质	25		980	785	477	275				用于载 荷 较 大, 尺寸较大的 重要轴或齿轮轴	
		≤100	241~286	736	539	314	199	245	118	69		
		>100~300		686	490	317	183					
		>300~500 >500~800	229~269 217~255	640 588	440 343	290 245	167 142	235	90	53		
35SiMn (42SiMn)	调质	25	229	885	735	450	260				性 能 接 近 于 40Cr, 用于中小 型轴, 齿轮轴	
		≤100	229~286	285	510	350	202	245	118	69		
		>100~300	219~269	740	440	320	185					
		>300~500	196~255	650	380	275	160	235	90	53		
40MnB	调质	25	207	785	540	365	210				性能近于 40Cr 用于重要的轴	
		≤200	241~286	736	490	331	191	245	118	69		
40CrNi	调质	25	241	980	785	475	275				用于很重要的 轴	
		≤100	270~300	900	735	420	243	275	125	74		
		>100~300	240~270	785	570	372	215					
35CrMo	调质	25	229	980	835	490	280				性 能 近 于 40CrNi, 用于重 载荷的轴或齿 轮轴	
		≤100		735	540	343	195					
		>100~300	207~269	685	490	314	180	245	118	69		
		>300~500		637	440	289	167					
20Cr	渗碳 淬火 回火	15	56~62HRC	835	540	370	214				用于强度及韧 性均较高的轴如 齿轮轴, 蜗杆轴	
		≤60		637	392	278	160	220	100	60		
20CrMnTi	渗碳淬 火回火	15	56~62HRC	1080	835	480	277	360	166	98		
38CrMo AlA	调质	30	229	980	835	485	279				用于要求高耐 磨性高强度	
		>30~100	277~302	833	690	400	231	274	127	74		
		>100~160	241~277	784	590	372	215					

(续)

材料牌号	热处理	毛坯直径 (mm)	硬 度 (HBS)	σ_b	σ_s	σ_{-1}	τ_{-1}	$[\sigma_{+1}]$	$[\sigma_0]$	$[\sigma_{-1}]$	用 途
				(N/mm ²)							
2Cr13	调质	≤100	197~248	647	441	294	170	216	98	59	用于在腐蚀条件工作的轴
1Cr18Ni9Ti	淬火	≤60	≤192	539	216	204	118				用于在高、低温及强腐蚀条件下工作的轴
		>60~100		530	196	196	113	167	74	44	
		>100~200		490	196	185	107				
QT400-15			156~197	400	300	145	125	64	34	25	用于结构形状复杂的轴
QT450-10			170~207	450	330	160	140	72	38	28	
QT500-7			187~255	500	380	180	155	80	42	31	
QT600-3			197~269	600	420	215	185	96	52	37	

注：1. 表中所列疲劳极限 σ_{-1} 系按下列经验式求得。碳钢： $\sigma_{-1} \approx 0.43\sigma_b$ ， $\tau_{-1} = 0.156(\sigma_b + \sigma_s)$ ；合金钢： $\sigma_{-1} \approx 0.2(\sigma_b + \sigma_s) + 10$ ；不锈钢： $\sigma_{-1} \approx 0.27(\sigma_b + \sigma_s)$ ；球墨铸铁： $\sigma_{-1} \approx 0.36\sigma_b$ ， $\tau_{-1} \approx 0.31\sigma_b$ 。

2. 表中 $[\sigma_{+1}]$ $[\sigma_0]$ $[\sigma_{-1}]$ 分别表示静应力、脉动循环应力及对称循环应力下的许用弯曲应力，当选用其他钢号时
许用弯曲应力可根据相应的 σ_b 值选取。

2 轴的结构设计

轴的结构决定于受力情况，轴上零件的布置和
固定方式，轴承的类型和尺寸、轴的毛坯、制造和装
配工艺及安装、运输等条件。轴的结构应是尽量减小
应力集中，受力合理，有良好工艺性，并使轴上零件
定位可靠，装拆方便。对于要求刚度大的轴，还应在
结构上考虑减小轴的变形。

由于影响轴的结构因素较多，故轴不可能有标

准的结构形式，必须根据具体情况分析确定。

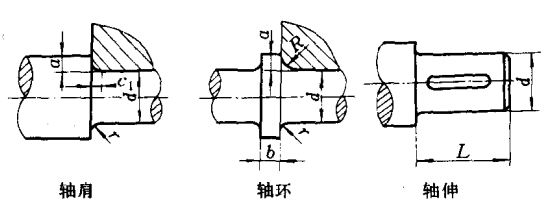
2.1 轴上零件的固定

零件在轴上的固定或联接方式，随零件的作用
而异。一般情况下，为了保证零件在轴上具有固定的
工作位置，需从轴向和周向加以固定。

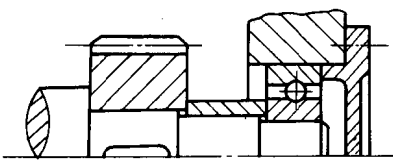
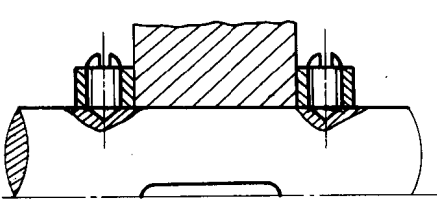
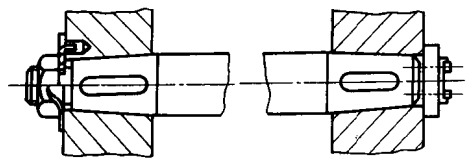
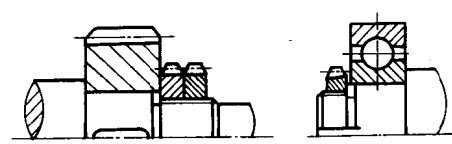
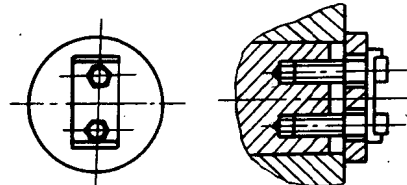
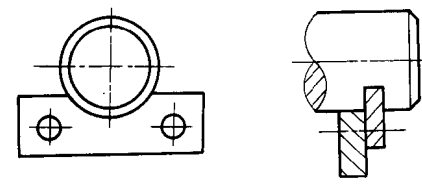
2.1.1 轴上零件的轴向固定

轴上零件轴向固定方法及特点见表 7-1-2。

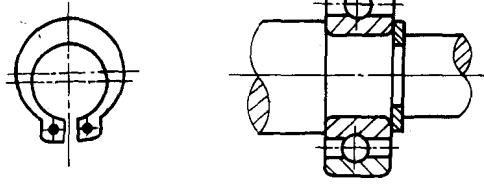
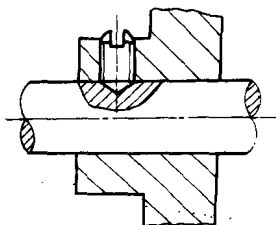
表 7-1-2 轴上零件轴向固定方法及特点

固定方法	简 图	特 点
轴肩、轴环、轴伸		结构简单，定位可靠，可承受较大 轴向力。常用于齿轮、链轮、带轮、 联轴器和轴承等定位 为保证零件紧靠定位面，应使 $r < c_1$ 或 $r < R$ 。 r 、 c_1 、 R 值见第 1 篇第 2 章 轴肩高度 a 应大于 R 或 c_1 ，通常 取 $a = (0.07 \sim 0.1) d$ 轴环宽度 $b \approx 1.4a$ 与滚动轴承相配合处的 a 与 r 值 应根据滚动轴承的类型与尺寸确定 (见滚动轴承篇) 圆柱轴伸见 GB 1569—90

(续)

固定方法	简 图	特 点
套 筒		结构简单, 定位可靠, 轴上不需开槽、钻孔和切制螺纹, 因而不影响轴的疲劳强度。一般用于零件间距较小场合, 以免增加结构重量。轴的转速很高时不宜采用
锁紧挡圈		结构简单, 不能承受大的轴向力, 不宜用于高速。常用于光轴上零件的固定 螺钉锁紧挡圈的结构尺寸见 GB884—86
圆 锥 面		能消除轴与轮毂间的径向间隙, 装拆较方便, 可兼作周向固定, 能承受冲击载荷。多用于轴端零件固定, 常与轴端压板或螺母联合使用, 使零件获得双向轴向固定 圆锥形轴伸见 GB1570—90
圆 螺 母		固定可靠, 装拆方便, 可承受较大轴向力。由于轴上切制螺纹, 使轴的疲劳强度降低。常用双圆螺母或圆螺母与止动垫圈固定轴端零件, 当零件间距较大时, 亦可用圆螺母代替套筒以减小结构重量 圆螺母和止动垫圈的结构尺寸见 GB810—88, GB812—88 及 GB858—88
轴端挡圈		适用于固定轴端零件, 可承受剧烈振动和冲击载荷 螺栓紧固轴端挡圈的结构尺寸见 GB892—86 (单孔) 及 JB/ZQ4349—86 (双孔)
轴端挡板		适用于心轴和轴端固定见 JB/ZQ4348—86

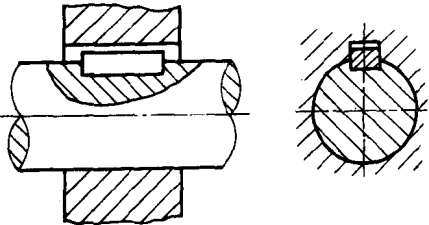
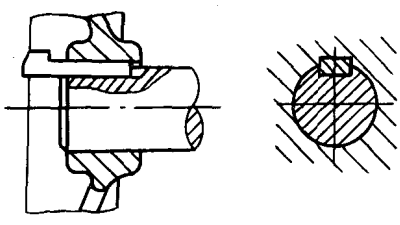
(续)

固定方法	简 图	特 点
弹性挡圈		结构简单紧凑, 只能承受很小的轴向力, 常用于固定滚动轴承 轴用弹性挡圈的结构尺寸见 GB894.1—86
紧定螺钉		适用于轴向力很小, 转速很低或仅为防止零件偶然沿轴向滑动的场合。为防止螺钉松动, 可加锁圈 紧定螺钉同时亦起周向固定作用 紧定螺钉用孔的结构尺寸见 GB71—85

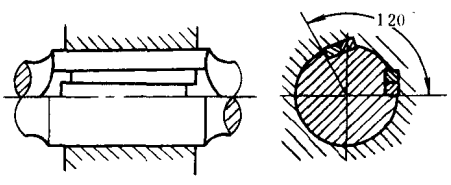
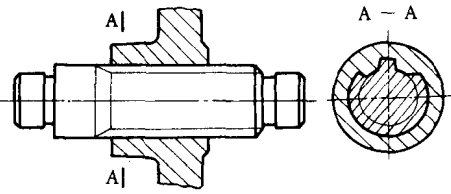
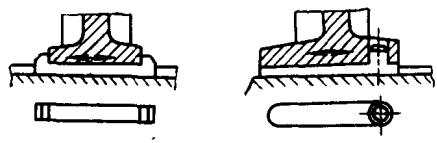
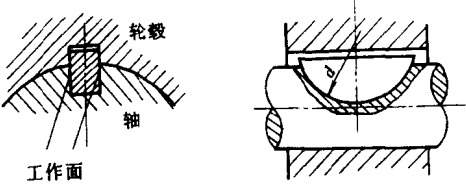
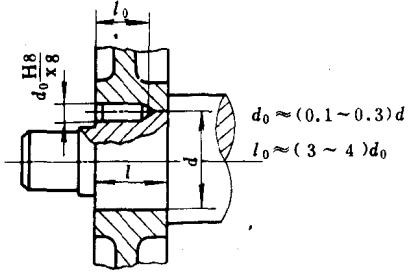
2.1.2 轴上零件的周向固定

轴上零件的周向固定方式及特点见表 7-1-3。

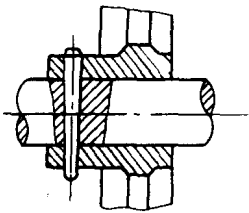
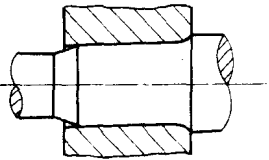
表 7-1-3 轴上零件的周向固定方式及特点

固定方法	简 图	特 点
平键		制造简单, 装拆方便, 对中性好。 用于较高精度、高转速及受冲击或变载荷作用下的固定联接中, 还可用于一般要求的导向联接中 齿轮、蜗轮、带轮与轴的联接常用此形式 平键剖面及键槽见 GB1096—79 导向平键见 GB1097—79
楔键		能传递扭矩, 同时能承受单向轴向力。由于装配后造成轴上零件的偏心或偏斜, 故不适于要求严格对中、有冲击载荷及高速传动联接 楔键及键槽见 GB1563—1565—79

(续)

固定方法	简 图	特 点
切向键		可传递较大的扭矩, 对中性差, 对轴的削弱较大, 常用于重型机械中 一个切向键只能传递一个方向的扭矩, 传递双向扭矩时, 需用两个互成 120° , 见 GB1974—80
花键		有矩形、渐开线花键之分 承载能力高、定心性及导向性好, 制造困难, 成本较高。适于载荷较大, 对定心精度要求较高的滑动联接或固定联接 矩形花键见 GB1144—87 渐开线花键见 GB3478—83
滑键		键固定在轮毂上, 键随轮毂一同沿轴上键槽作轴向移动 常用于轴向移动距离较大的场合
半圆键		键在轴上键槽中能绕其几何中心摆动, 故便于轮毂往轴上装配, 但轴上键槽很深, 削弱了轴的强度 用于载荷较小的联接或作为辅助性联接, 也用于锥形轴及轮毂联接 见 GB1098~1099—79
圆柱销		适用于轮毂宽度较小 (如 $l/d < 0.6$), 用键联接难以保证轮毂和轴可靠固定的场合。这种联接一般采用过盈配合, 并可同时采用几只圆柱销。为避免钻孔时钻头偏斜, 要求轴和轮毂的硬度差不能太大

(续)

固定方法	简 图	特 点
圆锥销		用于固定不太重要、受力不大但同时需要轴向固定的零件，或作安全装置用。由于在轴上钻孔，对强度削弱较大，故对重载的轴不宜采用。有冲击或振动时可采用开尾圆锥销
过盈配合		结构简单对中性好，承载能力高，可同时起周向和轴向固定作用，但不宜用于常拆卸的场合。对于过盈量在中等以下的配合，常与平键联接同时采用，以承受较大的交变、振动和冲击载荷

2.2 采用合理结构措施提高轴的疲劳强度

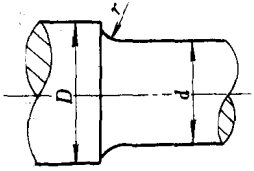
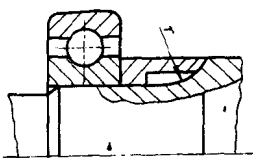
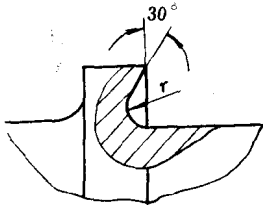
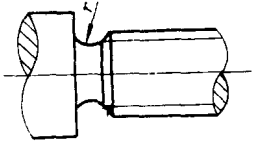
轴的失效多数属于疲劳破坏。在轴的截面变化处（如轴肩、键槽、环槽等），会产生应力集中，轴的疲劳破坏往往在此产生。因此在轴的结构设计中，应力求降低应力集中。提高轴的表面质量也是提高轴的疲劳强度的有力措施，因为轴的表面工作应力

最大。在结构上为了保证轴的疲劳强度，轴肩处的过渡圆角半径不应过小。

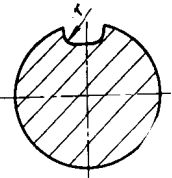
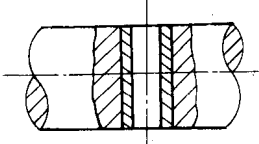
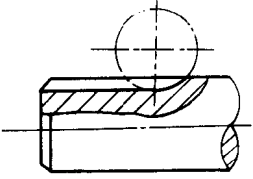
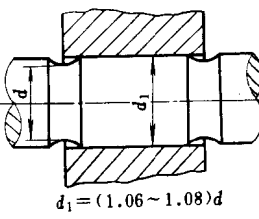
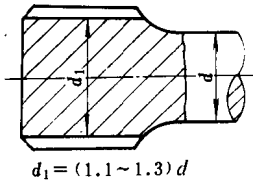
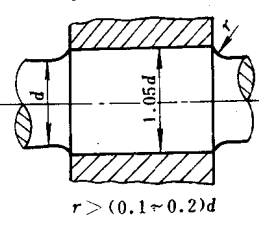
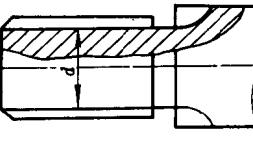
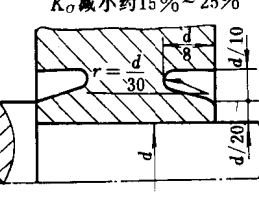
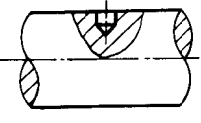
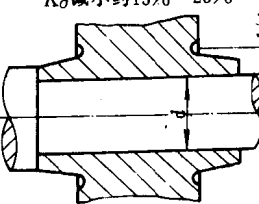
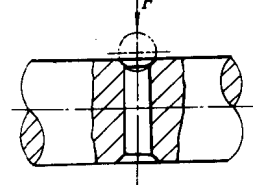
表 7·1-4 列出了降低轴上应力集中的主要措施。

提高轴的表面质量包括降低轴的表面粗糙度，对轴表面进行处理，如热处理，机械处理和化学处理等，都能达到提高轴的疲劳强度的目的。

表 7·1-4 降低轴上应力集中的主要措施举例

结构名称	简 图	措 施	结构名称	简 图	措 施
圆		加大圆角半径 $r/d > 0.1$ 减小直径差 $D/d < 1.15 \sim 1.2$	圆		加大圆角半径，设中间环
角		加内凹圆角	角		加退刀圆角

(续)

结构名称	简图	措施	结构名称	简图	措施
键		底部加圆角	横孔		压入弹性小的衬套
槽		用圆盘铣刀	过盈配合	 K_σ 减小约40% $d_1 = (1.06 \sim 1.08)d$	轴上开卸载槽并辊压
花键	 $d_1 = (1.1 \sim 1.3)d$	增大花键直径		 K_σ 减小约30%~40% $r > (0.1 \sim 0.2)d$	增大配合处直径
键		花键加退刀槽		 K_σ 减小约15%~25%	轮毂上开卸载槽
横孔	 K_σ 减小约30%	盲孔改成通孔		 K_σ 减小约15%~25%	减小轮毂端部厚度
孔		孔上倒角或滚珠碾压	说明	K_σ ——弯曲时的有效应力集中系数	

2.3 轴的加工和装配工艺性

轴的结构应便于加工、测量、装配和维修。因此在轴的结构设计时，应考虑以下几个主要问题：

- (1) 考虑加工工艺所必须的结构要素（如中心孔、螺尾退刀槽、砂轮越程槽等）；
- (2) 合理确定轴与零件的配合性质，加工精度和表面粗糙度；
- (3) 轴的配合直径应按 GB 2822—81 圆整为标准值；
- (4) 确定各轴段长度时，应尽可能使结构紧凑，同时要保证零件所需的滑动距离、装配或调整所需空间，转动件不得与其他零件相碰撞，与轮毂配装的轴段长度，一般应略小于轮毂宽度 2~3mm，以保证轴向定位可靠；

(5) 轴上所有零件，都应无过盈地到达配合的部位；

(6) 为便于导向和避免擦伤配合表面，轴的两端及有过盈配合的台阶处都应制成倒角；

(7) 为减少加工刀具种类和提高劳动生产率，轴上的倒角、圆角、键槽等应尽可能取相同尺寸。

2.4 轴的典型结构举例

滚动轴承支承的轴的典型结构，如图 7-1-1。各部分结构尺寸及公差等的确定，请参阅本手册有关章节。

滑动轴承支承的轴结构与滚动轴承的轴结构相仿，只轴颈结构不同。滑动轴承的轴颈结构尺寸见表 7-1-5 和表 7-1-6。

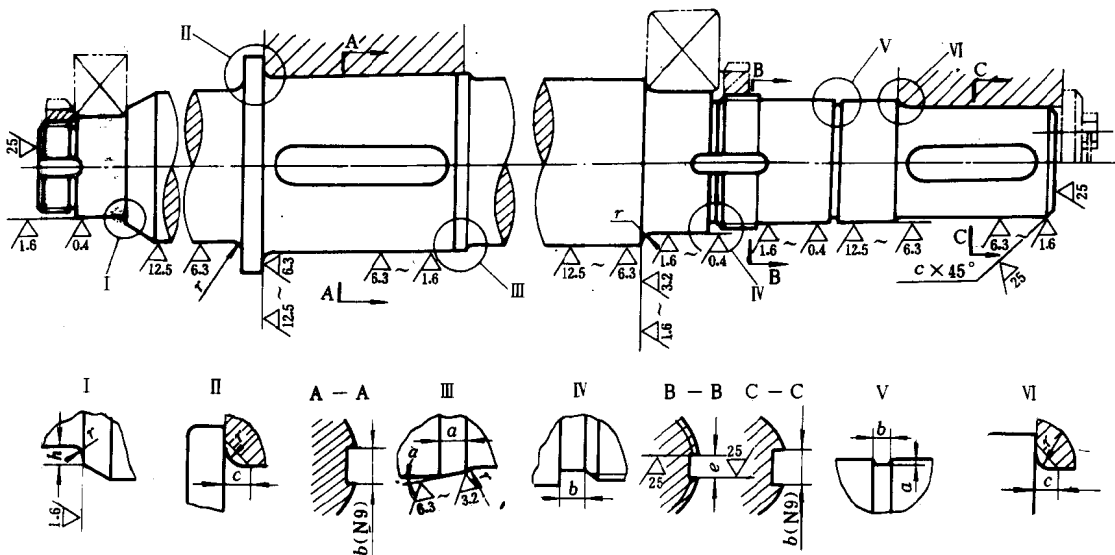
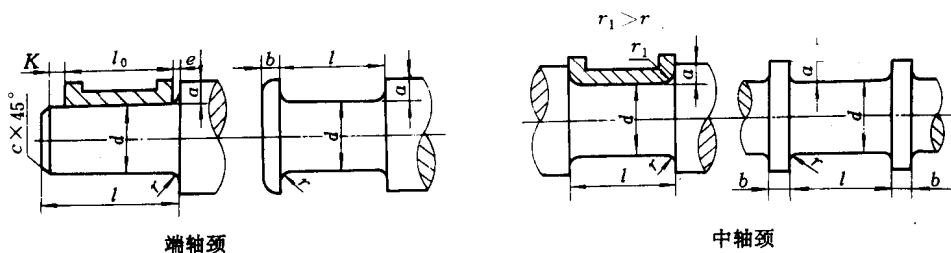


图 7-1-1 滚动轴承支承的轴的典型结构

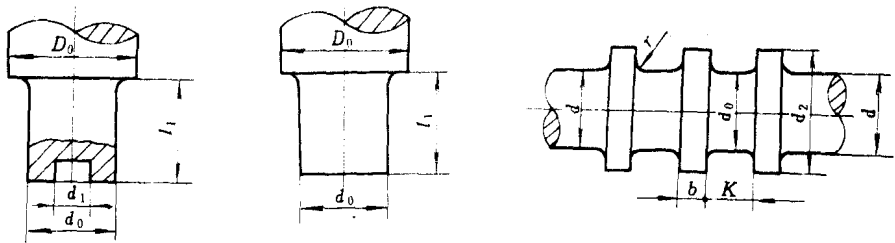
表 7-1-5 滑动轴承的向心轴颈结构尺寸



(续)

代号	名 称	说 明
d	轴颈直径	由计算确定, 并按 GB2822--81 圆整为标准直径
a	轴肩 (环) 高度	$a \approx (0.07 \sim 0.1) d$, $d+2a$ 最好圆整为整数值
b	轴环宽度	$b \approx 1.4a$
r, r_1	圆角半径	按零件倒角圆半径标准取
l	轴颈长度	$l = l_0 + k + e + c$ l_0 由轴承工作能力的需要定, e 和 k 分别由热膨胀量和安装误差确定, c 按标准取, 对于固定轴轴颈 $l = l_0$

表 7-1-6 滑动轴承的止推轴颈结构尺寸



代号	名 称	说 明	代号	名 称	说 明
D_0	轴直径	计算确定	b	轴环宽度	$b = (0.1 \sim 0.15) d$
d	轴直径	计算确定	K	轴环距离	$K = (2 \sim 3) b$
d_0	止推轴颈直径	计算确定, GB2822—81 圆整为标准直径	l_1	止推轴颈长度	由计算和止推轴承结构确定
d_1	空心轴颈内径	$d_1 = (0.4 \sim 0.6) d_0$	n	轴环数	$n \geq 1$ 由计算和止推轴承结构确定
d_2	轴环外径	$d_2 = (1.2 \sim 1.6) d$	r	轴环根部圆角半径	按标准选取

表 7-1-7 按许用扭应力计算公式

3 轴的强度计算

轴的强度计算方法可分为三种:

- (1) 按转矩估算轴径;
- (2) 按弯扭合成力矩近似计算;
- (3) 精确计算。

3.1 按转矩估算

这种方法是根据轴所受的转矩来计算。如果轴上还作用较小的弯矩时, 则用降低许用扭应力的方法加以考虑。用这种方法是为了初步确定轴径, 在此基础上做轴的结构设计。对于一般不十分重要的轴, 也可作为最后计算结果。

轴的直径计算公式见表 7-1-7。

轴别	公 式	说 明
实心轴	$d \geq \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau]}}$ 或 $d \geq A \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$	式中 d —计算剖面处轴的直径 mm T —轴传递的额定扭矩 N·mm $T = 9550000P/n$ P —轴传递的额定功率 kW n —轴的转速 r/min $[\tau]$ —轴的许用扭应力 MPa 见表 7-1-8 A —按 $[\tau]$ 定的系数, 见表 7-1-8 ν —空心圆轴的内径 d_0 与外径 d 之比 $\nu = \frac{d_0}{d}$
空心轴	$d \geq \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\nu^4)}}$ 或 $d \geq A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\nu^4)}}$	

表 7-1-8 几种轴用材料的 $[\tau]$ 及 A 值

轴的材料	Q235-A、20	35	45	1Cr18Ni9Ti	40Cr, 35SiMn, 38SiMnMo, 2Cr13, 42SiMn, 20CrMnTi
$[\tau]$ (N/mm ²)	12~20	20~30	30~40	15~25	40~52
A	160~135	135~118	118~107	148~125	107~98

注：1. 当弯矩相对转矩很小或只受转矩时， $[\tau]$ 取较大值， A 取较小值；反之 $[\tau]$ 取较小值， A 取较大值。
2. 当用 Q235-A 及 35SiMn 时， $[\tau]$ 取较小值， A 取较大值。
3. 计算的截面上有一个键槽， A 值增大 4%~5%，有两个键槽 A 值增大 7%~10%。

3.2 按弯扭合成力矩近似计算

当轴的支承位置和轴所承载荷大小、方向、作用点及载荷种类均已确定，支点反力及弯矩可以求得时，可按弯扭合成的理论进行近似计算。一般的轴用这种方法计算即可。

计算时，通常把轴当作置于铰链支座上的梁。轴上零件传来的力，通常作为集中力，其作用点取为零件轮缘宽度的中点。轴上转矩则从轮毂宽度的中点算起。轴上支承反力的作用点，根据轴承的类型和组合确定。可按图 7-1-2 取定。

如果作用在轴上的各载荷不在同一平面内，可分解到两个相互垂直的平面上，然后分别求出这两个平面内的弯矩，再按矢量法求得合成弯矩。当轴上的轴向力较大时，还应计算其引起的正应力。

轴的直径计算公式见表 7-1-9。

轴上带有键槽时需加大轴径，当有一个键槽时，其增大值为 3%~7%，当有两个键槽时，其增大值为 7%~15%。然后圆整到标准值。

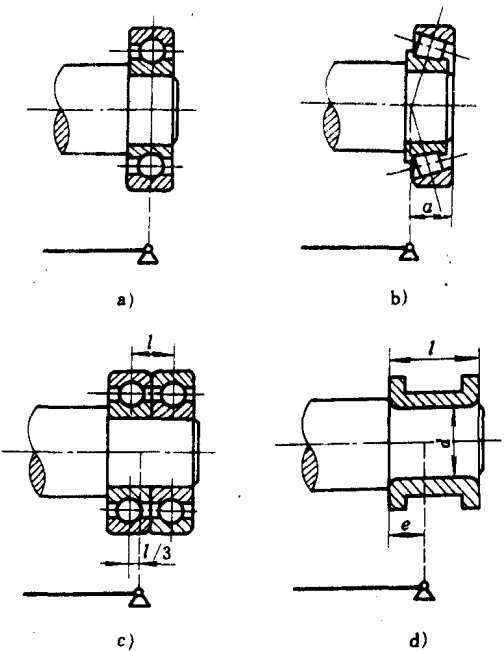


图 7-1-2 轴上支承反力作用点

a) 深沟球轴承 b) 圆锥滚子轴承 c) 两个深沟球轴承
d) 滑动轴承 当 $l/d \leq 1$, $e=0.5l$ $l/d > 1$, $e=0.5d$ 但不小于 $(0.25 \sim 0.35)l$ 对调心轴承 $e=0.5l$

表 7-1-9 按许用弯曲应力计算公式

实心圆轴	空心圆轴
$\sigma = \frac{10 \sqrt{M^2 + (aT)^2}}{d^3} \leq [\sigma_{-1}]$ $d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \sqrt{M^2 + (aT)^2}}{[\sigma_{-1}]}}$	$\sigma = \frac{10 \sqrt{M^2 + (aT)^2}}{d^3} \times \frac{1}{(1-\nu^4)} \leq [\sigma_{-1}]$ $d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \sqrt{M^2 + (aT)^2}}{[\sigma_{-1}]}} \times \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\nu^4)}}$
说明 σ—轴计算截面上的工作应力 MPa; d—轴的直径 mm; M—轴计算截面上的合成弯矩 N·mm; T—轴计算截面上的转矩 N·mm; a—根据扭应力变化性质而定的校正系数: 扭应力对称循环变化时 $a=1$ 扭应力脉动循环变化时 $a=\frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]} \approx 0.7$ 扭应力不变时 $a=\frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_{+1}]} \approx 0.65$ ν—空心轴内径 d_0 与外径 d 之比 $[\sigma_{-1}]$—许用疲劳应力 MPa, 见表 7-1-1	

3.3 安全系数校核

轴的安全系数校核计算包括两方面：疲劳强度安全系数和静强度安全系数校核。疲劳强度安全系数校核是经过初步计算和结构设计之后，根据轴的实际尺寸、承受的弯矩、转矩图，考虑应力集中，表面状态，尺寸影响等因素，及轴材料的疲劳极限，计算轴的危险截面处的疲劳安全系数是否满足。静强度安全系数校核是根据轴材料的屈服强度和轴上作用的最大瞬时载荷（包括动载荷和冲击载荷），计算轴危险截面处的静强度安全系数。

危险截面的位置应是计算弯矩较大，截面积较小，应力集中较严重的截面，也就是实际应力较大的截面。

3.3.1 轴的疲劳强度安全系数校核

疲劳强度校核判断根据为 $S \geq [S]$ 。当该式不能满足时，应改进轴的结构以降低应力集中，其主要措施可参见表 7-1-4。亦可采用热处理、表面强化处理等工艺措施以及加大轴径、改用较好材料等方法解决。

轴的疲劳强度是根据长期作用在轴上的最大变载荷进行校核计算。

危险截面安全系数 S 的校核计算公式为：

$$S = \frac{S_a S_r}{\sqrt{S_a^2 + S_r^2}} \geq [S] \quad (7-1-1)$$

式中 S_a ——只考虑弯矩作用时的安全系数；

S_r ——只考虑转矩作用时的安全系数；

$[S]$ ——疲劳强度计算的许用安全系数，见表 7-1-10。

$$S_a = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_a}{\beta \epsilon_a} \sigma_a + \psi_a \sigma_m} \quad (7-1-2)$$

$$S_r = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_r}{\beta \epsilon_r} \tau_a + \psi_r \tau_m} \quad (7-1-3)$$

σ_{-1} ——对称循环应力下的材料弯曲疲劳极限 MPa 见表 7-1-1；

τ_{-1} ——对称循环应力下的材料扭转疲劳极限 MPa 见表 7-1-1；

K_a 、 K_r ——弯曲和扭转时的有效应力集中系数，见表 7-1-11~13；

β ——表面质量系数，见表 7-1-14~16；

ϵ_a 、 ϵ_r ——弯曲和扭转时的尺寸影响系数，见表 7-1-17；

ψ_a 、 ψ_r ——材料拉伸和扭转的平均应力折算系数，见表 7-1-19；

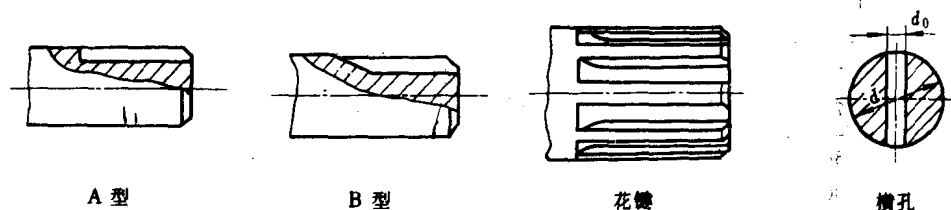
σ_a 、 σ_m ——弯曲应力的应力幅和平均应力 MPa；

τ_a 、 τ_m ——扭应力的应力幅和平均应力 MPa。

表 7-1-10 许用安全系数 $[S]$ 值

$[S]$	选取条件
1.3~1.5	载荷确定精确，材料性质较均匀
1.5~1.8	载荷确定不够精确，材料性质不够均匀
1.8~2.5	载荷确定不精确，材料性质均匀度较差

表 7-1-11 螺纹、键、花键、横孔处及配合的边缘处的有效应力集中系数



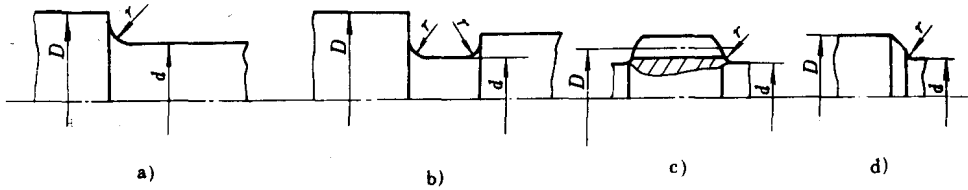
(续)

σ_b (MPa)	螺纹 (K_r =1) K_o	键 槽			花 键			横 孔			配 合					
		K_o		K_r	K_o	K_r		K_o		K_r	H7/r6		H7/k6		H7/h6	
		A 型	B 型	A, B 型		矩形	渐开 线形	$\frac{d_0}{d} =$	$\frac{d_0}{d} =$	$\frac{d_0}{d} =$	K_o	K_r	K_o	K_r	K_o	K_r
								0.05~ 0.15	0.15~ 0.25	0.05~ 0.25						
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	2.50	1.83

注：1. 滚动轴承与轴的配合按 H7/r6 配合选择系数。

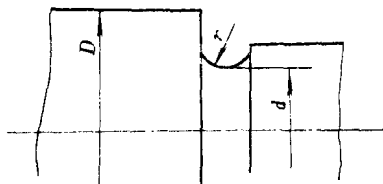
2. 蜗杆螺旋根部有效应力集中系数可取 $K_s=2.3\sim 2.5$ ； $K_r=1.7\sim 1.9$ 。

表 7-1-12 圆角处的有效应力集中系数



$\frac{D-d}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_s								K_r							
		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	1.43	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	2.39	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

表 7-1-13 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	1200
K_σ	1	0.01	1.88	1.93	1.98	2.04	2.09	2.15	2.20	2.31
		0.02	1.79	1.84	1.89	1.95	2.00	2.06	2.11	2.22
		0.03	1.72	1.77	1.82	1.87	1.92	1.97	2.02	2.12
		0.05	1.61	1.66	1.71	1.77	1.82	1.88	1.93	2.04
		0.10	1.44	1.48	1.52	1.55	1.59	1.62	1.66	1.73
	2	0.01	2.09	2.15	2.21	2.27	2.37	2.39	2.45	2.57
		0.02	1.99	2.05	2.11	2.17	2.23	2.28	2.35	2.49
		0.03	1.91	1.97	2.03	2.08	2.14	2.19	2.25	2.36
		0.05	1.79	1.85	1.91	1.97	2.03	2.09	2.15	2.27
	4	0.01	2.29	2.36	2.43	2.50	2.56	2.63	2.70	2.84
		0.02	2.18	2.25	2.32	2.38	2.45	2.51	2.58	2.71
		0.03	2.10	2.16	2.22	2.28	2.35	2.41	2.47	2.59
	6	0.01	2.38	2.47	2.56	2.64	2.73	2.81	2.90	3.07
		0.02	2.28	2.35	2.42	2.49	2.56	2.63	2.70	2.84
K_τ	任何 比值	0.01	1.60	1.70	1.80	1.90	2.00	2.10	2.20	2.40
		0.02	1.51	1.60	1.69	1.77	1.86	1.94	2.03	2.20
		0.03	1.44	1.52	1.60	1.67	1.75	1.82	1.90	2.05
		0.05	1.34	1.40	1.46	1.52	1.57	1.63	1.69	1.81
		0.10	1.17	1.20	1.23	1.26	1.28	1.31	1.34	1.40

表 7-1-14 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 (μm)	σ_b (MPa)		
		400	800	1200
磨	$R_a 0.4 \sim 0.2$	1	1	1
车	$R_a 3.2 \sim 0.8$	0.95	0.90	0.80
粗车	$R_a 25 \sim 6.3$	0.85	0.80	0.65
未加工的表面		0.75	0.65	0.45

表 7-1-15 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
	800~1000	1.3~1.5		
氮化	900~1200	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		
	1000~1200	1.2~1.3	2	
喷丸硬化	500~1500	1.1~1.25	1.5~1.6	1.7~2.1
滚子滚压	600~1500	1.1~1.3	1.3~1.5	1.6~2.0

注：1. 高频淬火系根据直径为 10~20mm，淬硬层厚度为 $(0.05 \sim 0.20)d$ 的试件实验求得的数据；对大尺寸的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 $(0.03 \sim 0.04)d$ 时用大值。

3. 喷丸硬化系根据 8~40mm 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. 滚子滚压系根据 17~130mm 的试件求得的数据。