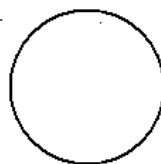


第5篇

轴



主编单位 浙江大学
编写单位 浙江大学
主 编 全永昕
副主编 周桂如
编写人 周桂如 沈 成 全永昕
主 审 唐金松

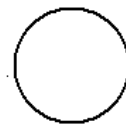


常用符号表

<p>A——截面面积(mm^2) 计算系数(第2章)</p> <p>a——长度(mm)</p> <p>B——计算系数(第2章)</p> <p>b——曲柄截面为椭圆或矩形时的短边长度 (mm)(第3章) 长度(mm)</p> <p>c——倒角尺寸(mm) 长度(mm)</p> <p>c_1——倒角尺寸(mm)</p> <p>d——轴的直径(mm) 长度尺寸(mm)</p> <p>d_e——轴的当量直径(mm)</p> <p>d_i——第<i>i</i>段的轴直径(mm)</p> <p>d_c——空心轴的内直径(mm) 轴上横孔的孔径(mm)</p> <p>E——材料的弹性模量(MPa)</p> <p>e——长度(mm)</p> <p>F_A, F_B, F_C——曲轴主轴承上的支承反力(N)</p> <p>F_a——轴上的轴向载荷(N)</p> <p>F_t——作用在曲柄销上的切向力(N)</p> <p>F_r——作用在曲柄销上的法向力(N)</p> <p>F_x, F_y, F_z——轴上沿<i>x</i>、<i>y</i>、<i>z</i>三个坐标方向的作用力 (N)</p> <p>f——长度(mm)</p> <p>G——材料的切变模量(MPa)</p> <p>g——长度(mm)</p> <p>h——曲柄截面为椭圆或矩形时的长边长度 (mm)</p> <p>I——轴截面的惯性矩(mm^4)</p> <p>K——轴的刚度系数(N/mm)</p> <p>K_F——考虑载荷变化对应力的影响系数</p> <p>K_σ——弯曲时的有效应力集中系数</p> <p>K_τ——扭转时的有效应力集中系数</p> <p>L——支承间跨距(mm)</p> <p>l_i——第<i>i</i>段的轴长度(mm)</p> <p>M——轴计算截面上的弯矩或合成弯矩 (N·mm)</p>	<p>M_{\max}——轴计算截面上的最大合成弯矩(N·mm)</p> <p>n——轴的转速(r/min)</p> <p>n_c——轴的临界转速(r/min)</p> <p>n_0——软轴的额定转速(r/min)</p> <p>P——轴传递的功率(kW)</p> <p>R——圆角半径(mm) 曲柄销中心与主轴承中心间距离(mm)</p> <p>r——圆角半径(mm)</p> <p>S——疲劳强度计算时轴的安全系数</p> <p>$[S]$——疲劳强度计算时轴的许用安全系数</p> <p>S_S——静强度计算时轴的安全系数</p> <p>$[S_S]$——静强度计算时轴的许用安全系数</p> <p>S_σ——只考虑弯矩作用时轴危险截面的安全系数</p> <p>S_τ——只考虑转矩作用时轴危险截面的安全系数</p> <p>$S_{S\sigma}$——静强度计算时只考虑弯矩作用时轴危险截面的安全系数</p> <p>$S_{S\tau}$——静强度计算时只考虑转矩作用时轴危险截面的安全系数</p> <p>T——轴传递的转矩(N·mm)</p> <p>T_{\max}——轴传递的最大转矩(N·mm)</p> <p>T_0——软轴能传递的最大转矩(N·mm) 曲轴上相邻一跨传来的阻力转矩(N·mm)</p> <p>W——抗弯截面系数(mm^3)</p> <p>W_T——抗扭截面系数(mm^3)</p> <p>W_i——轴上第<i>i</i>个圆盘所受的重力(N)</p> <p>W_G——轴的自重(N)</p> <p><i>x</i>、<i>y</i>、<i>z</i>——坐标轴线</p> <p>y——轴计算截面处的挠度(mm)</p> <p>$[y]$——轴的许用挠度(mm)</p> <p>α——考虑切应力变化性质的校正系数 计算当量直径的修正系数</p> <p>α'——考虑轴向应力变化性质的校正系数</p> <p>β——表面质量系数</p> <p>γ——空心轴内外直径之比 由曲柄截面形状定的扭转应力比值系数(第3章)</p> <p>Δ——曲轴曲柄销与主轴颈间的重叠量(mm)</p> <p>ϵ_σ——弯曲时的尺寸影响系数</p>
---	--



- | | |
|--------------------------------------|--|
| ε_r ——扭转时的尺寸影响系数 | σ_m ——弯曲应力的平均应力(MPa) |
| θ ——轴计算截面处的偏转角(rad) | σ_s ——材料的屈服点(MPa) |
| $[\theta]$ ——轴的许用偏转角(rad) | $[\tau]$ ——轴的许用切应力(MPa) |
| λ_k ——相应于 k 阶临界转速时的支座形式系数 | τ_{-1} ——材料的扭转疲劳极限(MPa) |
| σ ——轴计算截面上的工作应力(MPa) | τ_a ——扭转应力的应力幅(MPa) |
| σ_{-1} ——材料的弯曲疲劳极限(MPa) | τ_m ——扭转应力的平均应力(MPa) |
| $[\sigma_{-1}]$ ——对称循环下轴的许用弯曲应力(MPa) | τ_s ——材料的扭转屈服点(MPa) |
| σ_a ——弯曲应力的应力幅(MPa) | φ ——每米轴长的扭转角($^\circ$ /m) |
| σ_b ——材料的抗拉强度(MPa) | $[\varphi]$ ——每米轴长的许用扭转角($^\circ$ /m) |



第 1 章 概 论^{[1][2]}

1 轴的用途和分类

轴是机器中的一个重要零件。它用来安装传动零件，使之绕其轴线转动，传递转矩或运动，并通过轴承与机架相联接。

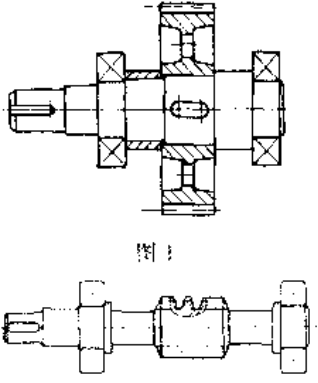
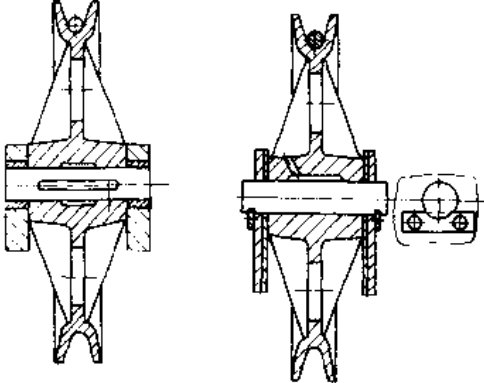
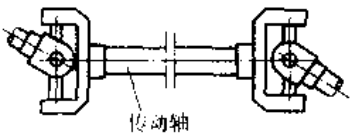
根据轴和轴线的形状和功用的不同，可分为直轴、曲轴和软轴三类。

各种轴的分类、结构简图和特点见表 5-1-1。

根据毛坯和加工情况不同，直轴常用轧材或锻件，也可直接用冷拔圆材加工制成阶梯形轴、光轴和空心轴等形状。曲轴则常用锻造或铸造毛坯，再经加工制成。软轴常由专门工厂用钢丝绳缠绕而成。轴的截面多为圆形，有时也可采用非圆截面。

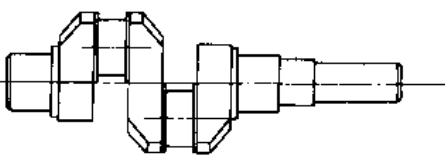
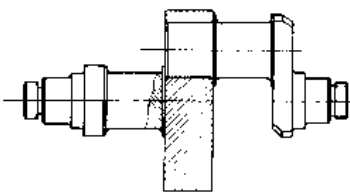
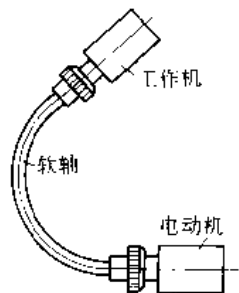
设计轴时，应根据使用要求，选择类型、材料，进行结构设计，并计算强度和刚度。对于高速轴，还应考虑振动稳定性，计算轴的临界转速。

表 5-1-1 轴的分类及其特点

分 类	结 构 简 图	说 明
转 轴	 <p style="text-align: center;">图 1</p> <p style="text-align: center;">图 2</p>	同时受弯矩及转矩(图 1);有时还受较大的轴向力的作用,如螺旋桨轴或蜗杆轴等(图 2)。在机器中最为常见
直 心 轴	 <p style="text-align: center;">图 3</p> <p style="text-align: center;">图 4</p>	只受弯矩,不受转矩或转矩很小;有轴转动(图 3)及轴不转动(图 4)二种
传 动 轴	 <p style="text-align: center;">图 5</p>	主要受转矩,不受弯矩或弯矩很小,如汽车中的传动轴、某些工厂中用来驱动多个工作机的天轴和地轴等



(续)

分类	结构简图	说明
曲轴	 <p>图6</p>	用以作直线运动与转动的相互转换,轴上受弯矩及转矩,其剖面上应力较为复杂。有整体曲轴(图6)及组合曲轴(图7)两类。常用于活塞式内燃机、压缩机,以及冲、剪、压榨机床
	 <p>图7</p>	
软轴	 <p>图8</p>	轴线可以自由弯曲,工作时可随时改变轴线形状和工作机的位置,并能缓和冲击和振动;但只能传递转矩或运动,且从动端转速一般不均匀。用于某些木工机械、混凝土振荡器、风镐、铸件清理设备及仪器的操纵系统

2 轴的材料

最常用的材料是韧性较好的35、45及50等优质碳素结构钢。不重要的轴,也可用Q235等碳素结构钢。对于受载较大,要求轴的尺寸和质量较小,或需提高轴颈的耐磨性,以及处于高温或腐蚀等条件下工作的轴,可采用合金钢。碳素结构钢和合金钢的弹性模量相差很小,故采用合金钢并不能提高轴的刚

度。

按工作条件的需要,轴可在加工前、或加工后进行整体或表面热处理,以及表面强化处理(如喷丸、滚压等),以提高强度。

球墨铸铁和一些高强度铸铁,容易铸成复杂形状,且其吸振性好、应力集中敏感性较低,故也常用于制造外形复杂的曲轴和凸轮轴等。

轴的常用材料及试件的力学性能见表5·1-2。

表5·1-2 轴的常用材料及其试件的主要力学性能

材料牌号	热处理	毛坯直径(mm)	硬度(HBS)	抗拉强度	屈服点	弯曲疲劳极限	扭转疲劳极限	说明
				σ_b	σ_s	σ_{-1}	τ_{-1}	
Q235		≤16		375~460	235	185	105	用于不重要或载荷不大的轴
		>16~40			225	175	100	
		>40~60			215	170	98	
		>60~100			205	165	95	
		>100~150			195	155	90	
		>150			185	150	85	



(续)

材料 牌号	热处理	毛坯直径 (mm)	硬度 (HBS)	抗拉 强度	屈服 点	弯曲疲 劳极限	扭转疲 劳极限	说 明
				σ_b	σ_s	σ_{-1}	τ_{-1}	
				(MPa) \geq				
20	正火	25	≤ 156	420	250	180	100	用于载荷不大, 要求韧性较高的轴
	正火 回火	≤ 100	103~156	400	220	165	95	
		>100~300		380	200	155	90	
		>300~500		370	190	150	85	
>500~700	360	180	145	80				
35	正火	25	≤ 187	540	320	230	130	应用最广泛
	正火 回火	≤ 100	149~187	520	270	210	120	
		>100~300	143~187	500	260	205	115	
		>300~500		480	240	190	110	
		>500~750	460	230	185	105		
	>750~1000	137~187	440	220	175	100		
调质	≤ 100	156~207	560	300	230	130		
>100~300	540		280	220	125			
45	正火	25	≤ 241	610	360	260	150	应用最广泛
	正火 回火	≤ 100	170~217	600	300	240	140	
		>100~300		580	290	235	135	
		>300~500		560	280	225	130	
		>500~750		540	270	215	125	
调质	≤ 200	217~255	650	360	270	155		
40Cr	调质	25		1000	800	485	280	用于载荷较大, 而无很大冲击的重要轴
		≤ 100	241~286	750	550	350	200	
		>100~300	229~269	700	500	320	185	
		>300~500		650	450	295	170	
		>500~800		217~255	600	350	255	
35SiMn (42SiMn)	调质	25		900	750	445	255	性能接近于40Cr, 用于中小型轴
		≤ 100	229~286	800	520	355	205	
		>100~300	217~269	750	450	320	185	
		>300~400	217~255	700	400	295	170	
		>400~500	196~255	650	380	275	160	
40MnB	调质	25		1000	800	485	280	性能接近于40Cr, 用于重要的轴
		≤ 200	241~286	750	500	335	195	
40CrNi	调质	25		1000	800	485	280	用于很重要的轴
35CrMo	调质	25		1000	850	500	285	性能接近于40CrNi, 用于重载荷的轴
		≤ 100	207~269	750	550	350	200	
		>100~300		700	500	320	185	
		>300~500		650	450	295	170	
		>500~800		600	400	270	155	

此五公司制作 请尊重作者版权



(续)

材料 牌号	热处理	毛坯直径 (mm)	硬度 (HBS)	抗拉 强度	屈服 点	弯曲疲 劳极限	扭转疲 劳极限	说 明
				σ_b	σ_s	σ_{-1}	τ_{-1}	
38SiMnMo	调质	≤ 100	229~286	750	600	360	210	性能接近于 35CrMo
		$> 100\sim 300$	217~269	700	550	335	195	
		$> 300\sim 500$	196~241	650	500	310	175	
		$> 500\sim 800$	187~241	600	400	270	155	
37SiMn2MoV	调质	25		1000	850	495	285	用于高强度、大尺 寸及重载荷的轴
		≤ 200	269~302	880	700	425	245	
		$> 200\sim 400$	241~286	830	650	395	230	
		$> 400\sim 600$	241~269	780	600	370	215	
38CrMoAlA	调质	30	229	1000	850	495	285	用于要求高耐磨 性、高强度且热处理 变形很小的(氮化) 轴
20Cr	渗碳 淬火 回火	15	表面 56~62 HRC	850	550	375	215	用于要求强度和 韧性均较高的轴(如 某些齿轮轴、蜗杆 等)
		30		650	400	280	160	
		≤ 60		650	400	280	160	
20CrMnTi	渗碳 淬火 回火	15	表面 56~62 HRC	1100	850	525	300	
1Cr13	调质	≤ 60	187~217	600	420	275	155	用于在腐蚀条件 下工作的轴(如螺旋 桨轴等)
2Cr13	调质	≤ 100	197~248	660	450	295	170	
1Cr18Ni9Ti	淬火	≤ 60	≤ 192	550	220	205	120	用于在高、低温及 强腐蚀条件下工作 的轴
		$> 60\sim 180$		540	200	195	115	
		$> 100\sim 200$		500	200	185	105	
QT450-10			160~210	450	310	160	140	用于结构形状复 杂的凸轮轴及曲轴 等
QT500-7			170~230	500	320	180	155	
QT600-3			190~270	600	370	215	185	
QT700-2			225~305	700	420	250	215	
QT800-2			245~335	800	480	285	245	
QT900-2			280~360	900	600	320	275	

注: 1. 表中所列疲劳极限数值, 均按下列各式计算: 钢 $\sigma_{-1} \approx 0.27(\sigma_b + \sigma_s)$, $\tau_{-1} \approx 0.156(\sigma_b + \sigma_s)$; 球墨铸铁 $\sigma_{-1} \approx 0.36\sigma_s$, $\tau_{-1} \approx 0.31\sigma_s$.

2. 其他性能, 一般可取 $\tau_s \approx (0.55 \sim 0.62)\sigma_s$, $\sigma_0 \approx 1.4\sigma_{-1}$, $\tau_0 \approx 1.5\tau_{-1}$.

3. 球墨铸铁的屈服点为 $\sigma_{0.2}$.



第2章 直轴 [3]~[13]

1 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、以及运输、安装等条件。轴的结构，应使轴受力合理，避免或减轻应力集中，有良好的工艺性，并使轴上零件定位可靠、装拆方便。对于要求刚度大的轴，还应从结构上考虑减小轴的变形。

轴上零件的周向固定，可采用键、花键、销、过盈及胀紧套等联接（参见第4篇第3、4、5章）。轴上零

件的轴向固定，常用轴肩、轴环、螺母、轴端挡圈、套筒、圆锥面、锁紧挡圈、紧定螺钉、弹性挡圈等，见表5-2-1。销、过盈及胀紧套联接也可兼作轴向固定。

轴的截面变化处（如轴肩、键槽、环槽等）会产生应力集中，往往是轴发生疲劳破坏的部位，为了保证轴的疲劳强度，轴肩处的过渡圆角半径不应过小，见表5-2-2及表5-2-3。如该圆角半径受轴肩限制，则可改用凹切圆角或过渡肩环，见图5-2-1。

在强度有较大裕量的部位，允许车螺纹、钻孔、开退刀槽或其他环槽。

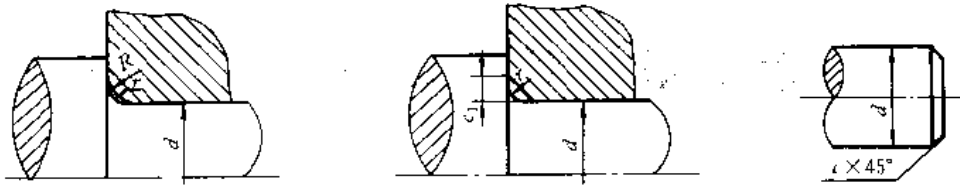
表5-2-1 轴上零件的轴向固定

固定方式	简图	说明	固定方式	简图	说明
轴肩		轴肩、轴环的圆角半径 r 应小于零件孔端倒角 c_1 或圆角半径 R 。 r 、 c_1 、 R 值见表5-2-2及表5-2-3 结构上没有其他要求时，轴肩、轴环的高度 a 较 R 或 c_1 略大即可。固定滚动轴承用的 a 值见第8篇第8章3节 轴环宽度 $b \geq 1.4a$	套筒		轴上零件的轴向力不经轴而直接传到轴承；轴上不需开槽、钻孔 常用于零件距轴承不太远时
轴环		轴环宽度 $b \geq 1.4a$	圆锥面		装拆较方便，可兼作周向固定。当高速、轻载及同轴度要求高时，可以不用键。重载时宜用螺母紧固 圆锥形轴伸的结构尺寸见GB1570
螺母		螺纹位于受载荷的轴段时，会削弱轴的疲劳强度 圆螺母和止动垫圈的结构尺寸见GB810、GB812及GB858	锁紧挡圈		结构简单，但只能承受较小轴向力，不宜用于高速 螺钉锁紧挡圈的结构尺寸见GB884
轴端挡圈		螺钉紧固轴端挡圈的结构尺寸见GB891，螺栓紧固轴端挡圈的结构尺寸见GB892（单孔）	紧定螺钉		可兼作周向固定，但传递载荷能力较小，不宜用于高速 固定螺钉用孔的结构尺寸见GB71
			弹性挡圈		结构的工艺性较好。挡圈位于受载荷轴段时，削弱轴的强度较严重 轴用弹性挡圈的结构尺寸见GB894.1（A型）及GB894.2（B型）



表 5-2-2 配合表面处圆角半径和倒角尺寸

(mm)

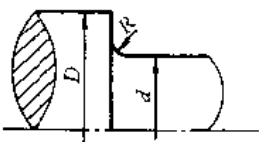


轴直径 d	3~6	>6~10	>10~18	>18~30	>30~50	>50~80	>80~120	>120~180
r 及 c	0.4	0.5 ($c=0.6$)	1	1.5	2	2.5	3	4
R 及 c_1	0.5	1	1.5	2	2.5	3	4	5
轴直径 d	>180~260	>260~360	>360~500	>500~630	>630~800	>800~1000	>1000~1250	>1250~1600
r 及 c	5	6	8	10	12	16	20	25
R 及 c_1	6	8	10	12	16	20	25	32

注：与滚动轴承配合处轴的圆角半径参见第8篇第8章

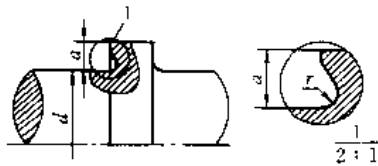
表 5-2-3 轴槽自由表面过渡圆角半径

(mm)

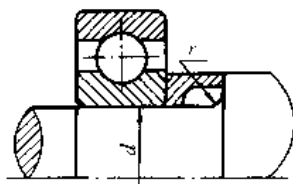


$(D-d)$	2	5	8	10	15	20	25
R	1	2	3	4	5	8	10
$(D-d)$	30	40	55	70	100	140	180
R	12	16	20	25	30	40	50

注：尺寸 $(D-d)$ 是表中数值的中间值时，一般按较小值选 R 。



a)



b)

图 5-2-1 增大轴肩圆角半径的两种结构

a) 凹切圆角 b) 过渡肩环

渐开线花键处引起的应力集中比矩形花键的小。如采用图 5-2-2 所示的花键结构时，推荐环槽的直径 d_1 等于花键的内径 d 。

当轴与轮毂为过盈联接时，轴上配合边缘处因压力集中而局部应力增大。减轻这种应力集中的结构，可参见第4篇第5章1-2节。在保证传递载荷的前提下，应尽量减小过盈量。

轴上不同部位的键槽应开在同一母线上，以利加工。同时，应注意不要开到圆角或过盈配合的边缘处，以避免应力集中过大。

当必须在轴上开横孔时，应将孔端倒角，并合理降低孔的表面粗糙度数值。

对于轴上装接触式密封元件的部位，应降低其表面粗糙度数值并提高耐磨性。

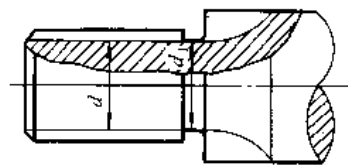


图 5-2-2 采用花键联接时的一种结构

2 轴的强度计算

轴的强度计算通常有三种方法：

- (1) 按许用切应力计算：用于传动轴计算和转轴直径的估算。
- (2) 按许用弯曲应力计算：用于转轴和心轴计算。
- (3) 安全系数校核计算：用于精确评定或校核轴



的安全裕度。

2.1 按许用切应力计算

按轴所传递的转矩引起的切应力计算，通过降低许用切应力，来考虑所受弯矩的影响。

轴的直径可由表 5·2-4 中的公式计算，或由图 5·2-3 的线图查得。当截面处有一个键槽时，应将求得的直径增大 3% 左右，有两个键槽时，应增大 7% 左右，然后圆整至标准值 (GB2822)。

对空心圆轴，应把由图 5·2-3 查得的 d 乘以图 5·2-4 中的数值 $\sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$ ；如果 T (或 $\frac{P}{n}$) 或 d 超过线图的范围，可把 T (或 $\frac{P}{n}$) 除或乘以 10^3 ，将查出的 d 乘或除以 10。

表 5·2-4 按许用切应力的计算公式

实心圆轴	空心圆轴
$d \geq \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau]}}$	$d \geq \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau]}} \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$
或 $d \geq A \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$	或 $d \geq A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$

说明 d —轴的直径 (mm)

T —轴传递的额定转矩 (N·mm)

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}$$

P —轴传递的额定功率 (kW)

n —轴的转速 (r/min)

$[\tau]$ —轴材料的许用切应力 (MPa)，见表 5·2-5

A —按 $[\tau]$ 而定的系数，见表 5·2-5

γ —空心圆轴的内直径 d_0 与外直径 d 之比， γ

$$= d_0/d, \text{ 数值 } \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}} \text{ 见图 5·2-4}$$

表 5·2-5 几种常用轴材料的 $[\tau]$ 及 A 值

轴的材料	Q235, 20	35	45	40Cr, 35SiMn, 42SiMn, 38SiMnMo, 20CrMnTi, 2Cr13
$[\tau]$ (MPa)	12~20	20~30	30~40	40~52
A	160~135	135~118	118~107	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。

2. 当用 Q235 及 35SiMn 时， $[\tau]$ 取较小值， A 取较大值。

本方法也可用来计算工作时受很大轴向力的船舶用的螺旋桨轴、艉轴或中间轴的直径。对于中间轴， A

可取表 5·2-5 中所列相应材料的较小值；对于在海水中工作并用柴油机推进的螺旋桨轴或艉轴， A 可取表列相应材料的较大值。如果轴的长度较长，则应校核纵向稳定性^②。

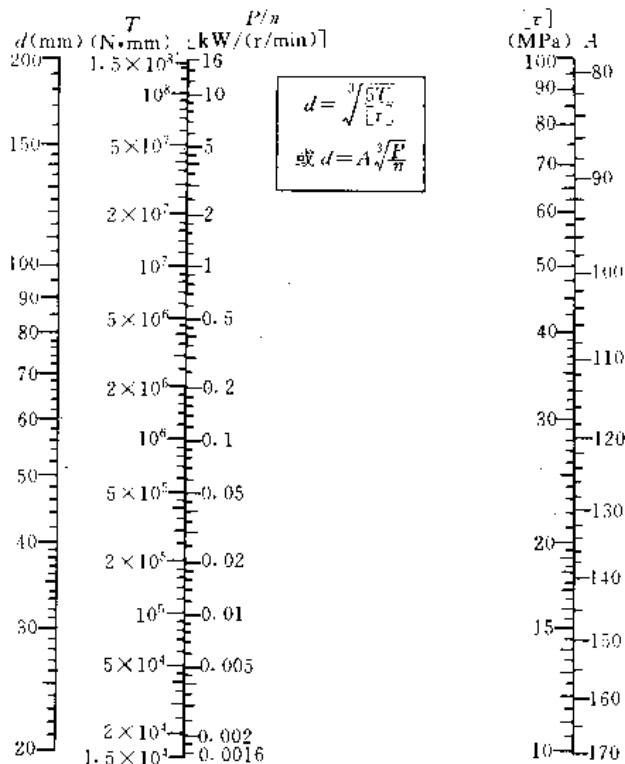


图 5·2-3 $d = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau]}}$ 或 $d = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$ 计算线图

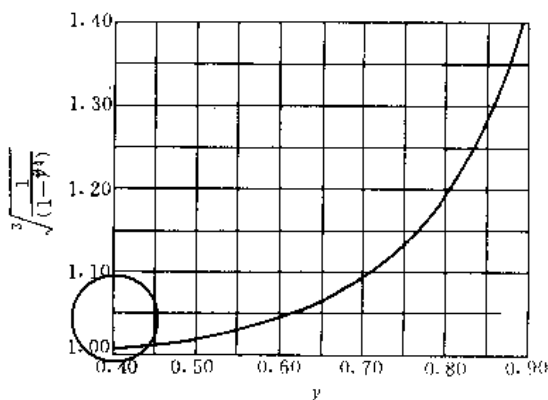


图 5·2-4 空心圆轴的数值 $\sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$

$$(\gamma = d_0/d)$$

2.2 按许用弯曲应力计算

计算时，把轴当作置于铰链支座上的梁。

② 校核方法见参考文献 [6] 125 页。



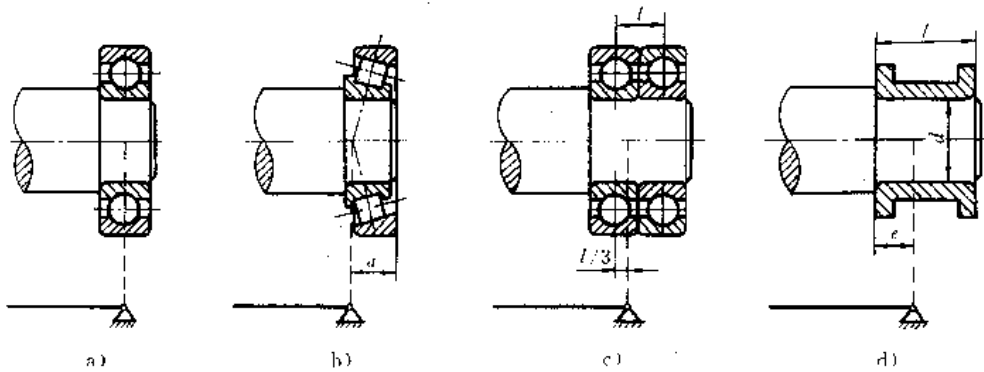


图 5-2-5 轴上支承反力的作用点

a) 深沟球轴承 b) 推力滚子轴承 c) 两个深沟球轴承 d) 滑动轴承

当 $\frac{l}{d} \leq 1$, $e=0.5l$; $\frac{l}{d} > 1$, $e=0.5d$, 但不小于 $(0.25 \sim 0.35)l$; 对调心轴承, $e=0.5l$

轴上零件传来的力,通常当作集中力来考虑,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按图 5-2-5 取定。

如果作用在轴上的各载荷不在同一平面内,则可分解到两个相互垂直的平面,然后分别求这两个平面内的弯矩,再按矢量法求得合成弯矩。

轴的直径由表 5-2-6 的公式计算,或由图 5-2-6 线图查得。如果截面处有按 GB1095-79 的标准平键槽时,应将求得直径按下列表值增大,然后圆整至标准值 (GB2282-81)。

轴的直径 d (mm)	<30	30~100	>100
有一个键槽时的增大值 (%)	7	5	3
有两个键槽相隔 180° 分布时的增大值 (%)	15	10	7

对空心圆轴,应把由图 5-2-6 查得的 d 乘以图 5-2-4 中的数值 $\sqrt{\frac{1}{1-\gamma^4}}$; 如果 $\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 或 d 超过线图的范围,可把 $\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 除或乘以 10^3 , 把查出的 d 乘或除以 10。

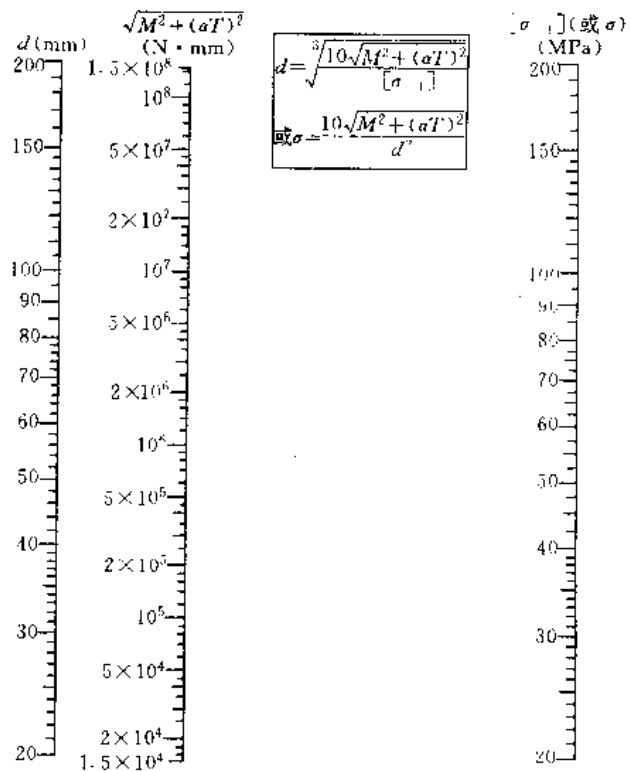


图 5-2-6 $d = \sqrt[3]{\frac{10 \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{[\sigma_1]}}$ 计算线图

表 5-2-6 按许用弯曲应力的计算公式

材料	受载情况	实心圆轴	空心圆轴
塑性材料	主要受弯矩、转矩	$\sigma = \frac{10 \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{d^2} \leq [\sigma_1]$ $d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{[\sigma_1]}}$	$\sigma = \frac{10 \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{d^2} \cdot \frac{1}{(1-\gamma^4)} \leq [\sigma_1]$ $d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{[\sigma_1]}} \sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$
	除弯矩、转矩外,还受较大轴向力	$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M}{0.1d^3} + \alpha \frac{4F_a}{\pi d^2}\right)^2 + 4\left(\frac{\alpha T}{0.2d^3}\right)^2} \leq [\sigma_1]$	-



(续)

材料	受载情况	实心圆轴	空心圆轴
脆性材料	主要受弯矩、 转矩	$\sigma = \frac{5[M + \sqrt{M^2 + (aT)^2}]}{d^3}$ $\leq [\sigma_{-1}]$	$\sigma = \frac{5[M + \sqrt{M^2 + (aT)^2}]}{d^3} \frac{1}{(1-\gamma^2)}$ $\leq [\sigma_{-1}]$

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)

F_a —轴计算截面上的轴向载荷 (N)

a, a' —根据切应力或轴向应力变化性质而定的校正系数:

切应力或轴向应力按对称循环变化时, $a=1, a'=1$

切应力或轴向应力按脉动循环变化时, $a = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]} \approx 0.6, a' \approx 0.6$

切应力或轴向应力不变时, $a = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_{-1}]} \approx 0.3, a' \approx 0.3$

γ —空心轴的内径 d_0 与外径 d 之比, $\gamma = d_0/d$, 数值 $\sqrt[3]{\frac{1}{(1-\gamma^4)}}$ 见图 5·2-4

$[\sigma_{-1}]$ ①—许用弯曲应力 (MPa), 其值为 $[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}\beta\epsilon_s}{[S]K_\sigma}$, 按表 5·2-6 的公式求轴直径时, 可取 $[\sigma_{-1}] \approx 0.1\sigma_s$

σ_{-1} —对称循环应力下材料试件的弯曲疲劳极限 (MPa)

ϵ_s —弯曲时绝对尺寸影响系数, 其值见图 5·2-7

β ②—表面质量系数, 其值见图 5·2-8、图 5·2-9 及表 5·2-7

K_σ ③—弯曲时的有效应力集中系数, 其值见表 5·2-8 或图 5·2-10、图 5·2-12、图 5·2-14。对铸铁可取 $K_\sigma = 1.0$

$[S]$ —按疲劳强度的许用安全系数, 其值应根据同类机器的实践经验确定。一般可取:

当载荷确定精确、对材料性能确有把握时, $[S] = 1.3 \sim 1.5$

当载荷确定不够精确、材料性能不够均匀时, $[S] = 1.5 \sim 1.8$

当载荷确定不精确、材料性能均匀性较差时, $[S] = 1.8 \sim 2.5$

对脆性材料 (材料伸长率小于 5% 的高强度钢或铸铁) 制造的轴, $[S] = 2.0 \sim 2.5$

- ① 弯曲应力按脉动循环变化时, $[\sigma_{-1}]$ 应以 $[\sigma_0]$ 代替, $[\sigma_0] \approx 1.6 [\sigma_{-1}]$ 。
- ② 当轴表面经过强化处理或在腐蚀介质中工作时, 一般按强化或腐蚀情况选取。
- ③ 当同一截面处有几个应力集中源时, 取各源所引起的应力集中的最大值。

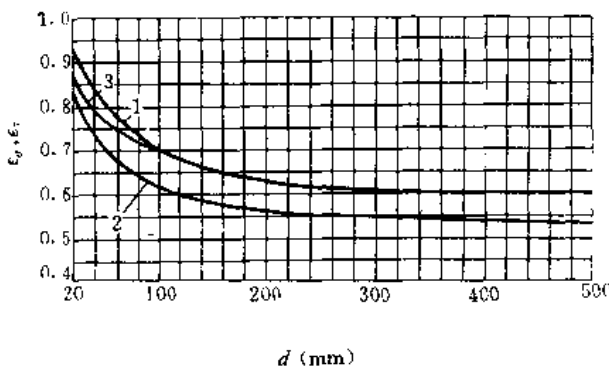


图 5·2-7 零件的绝对尺寸影响系数 ϵ_s 和 ϵ_r

1— $\sigma_s = 500\text{MPa}$ 的碳素结构钢 ϵ_s 2— $\sigma_s = 1200\text{MPa}$

的合金钢 ϵ_s 3—各种钢的 $\epsilon_r, d > 100\text{mm}$

时查曲线 1

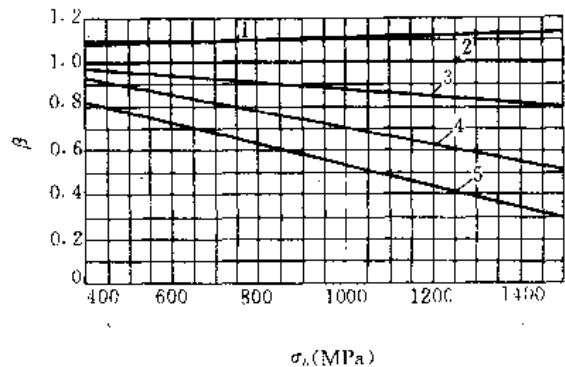


图 5·2-8 各种加工情况的表面质量系数 β

1— $R_a \leq 0.08\mu\text{m}$ 2— $R_a = (0.08 \sim 0.32)\mu\text{m}$

3— $R_a = (0.32 \sim 2.5)\mu\text{m}$ 4— $R_a = (2.5 \sim 20)\mu\text{m}$

5—不加工



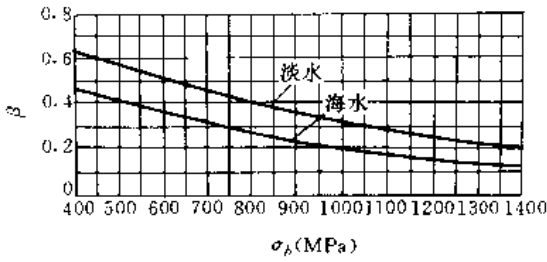


图 5-2-9 腐蚀情况的表面质量系数 β

2.3 安全系数校核计算

安全系数的校核计算有两种情况,即:根据材料疲劳极限计算轴危险截面处的疲劳强度安全系数,和根据材料屈服强度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弯矩等较大及截面面积较小处,当按疲劳强度计算时,还应考虑应力集中较严重处,也就是实际应力较大的截面。

表 5-2-7 各种强化处理的表面质量系数 β

强化方法	心部强度 σ_s (MPa)	β		
		光轴	低应力集中的轴 $K_s \leq 1.5$	高应力集中的轴 $K_s \geq 1.8 \sim 2$
高频淬火	600~800	1.5~1.7	1.6~1.7	2.4~2.8
	800~1000	1.3~1.5	1.4~1.5	2.1~2.4
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	3.5
	700~800	1.4~1.5	2.3	2.7
	1000~1200	1.2~1.3	2	2.3
喷丸硬化	600~1500	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 d 为 10~20mm, 淬硬层厚度为 $(0.05 \sim 0.20)d$ 的试件的实验求得的数据。对大尺寸试件,此值会有某些降低。

2. 氮化层厚度为 $0.01d$ 时用小值,在 $(0.03 \sim 0.04)d$ 时用大值。

3. 喷丸硬化,系根据厚度为 8~40mm 的试件求得的数据。喷丸速度低时用小值,速度高时用大值。

4. 滚子滚压,系根据直径为 17~130mm 的试件求得的数据。

表 5-2-8 有效应力集中系数 K_s 的概略值

应力集中源 σ_b (MPa)	轴肩圆角, 环槽		横孔 $\frac{d_0}{d} = 0.05 \sim 0.25$	键槽	花键 齿轮轴	螺纹	蜗杆	过盈配合 ($p \text{ ①} \geq 20\text{MPa}$)
	$\frac{r}{d} = 0.02$	$\frac{r}{d} = 0.10$						
≤ 700	2.5	1.6	1.9	1.75	1.6	2	2.3	2.4
≥ 1000	3	1.7	2.1	2	1.75	2.6	2.5	3

① p 为配合面的压强。

2.3.1 按疲劳强度的安全系数计算

轴的疲劳强度,按轴上长期作用的最大变载荷进行计算。

(1) 危险截面安全系数 S 的校核计算式

对塑性材料制造的轴

$$S = \frac{S_o S_r}{\sqrt{S_o^2 + S_r^2}} \geq [S] \quad (5-2-1)$$

$$\left. \begin{aligned} S_o &= \frac{\sigma_1}{\frac{K_s}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a - \psi_\sigma \sigma_m} \\ S_r &= \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_r}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \end{aligned} \right\} \quad (5-2-1a)$$

对脆性材料制造的轴

$$S = \frac{S_o S_r}{S_o + S_r} \geq [S] \quad (5-2-2)$$



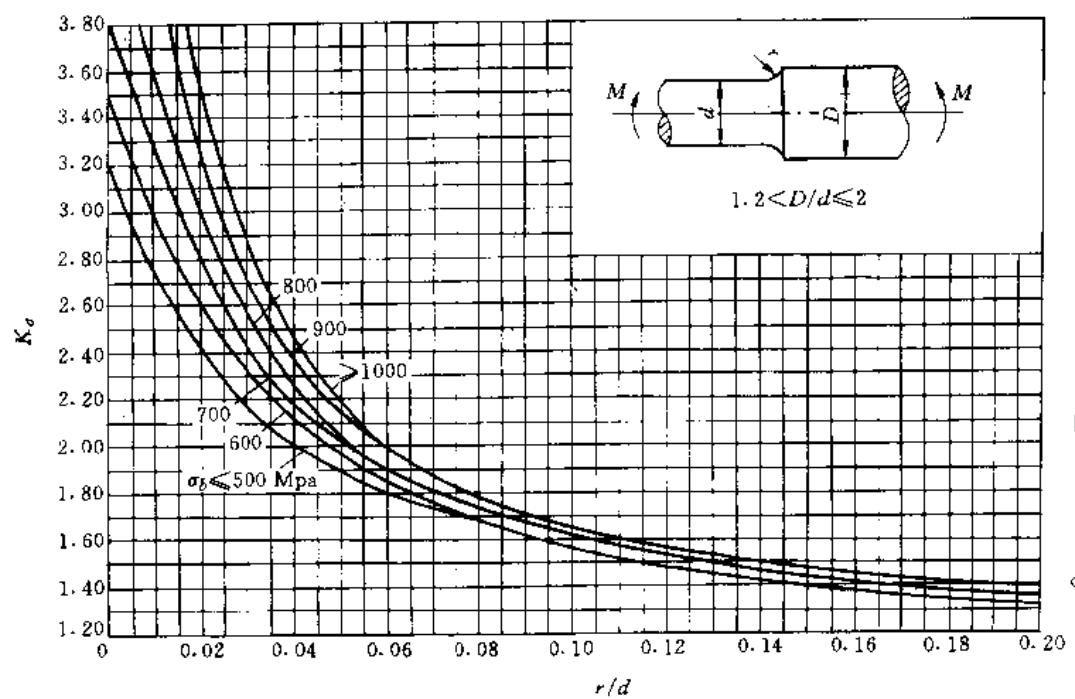
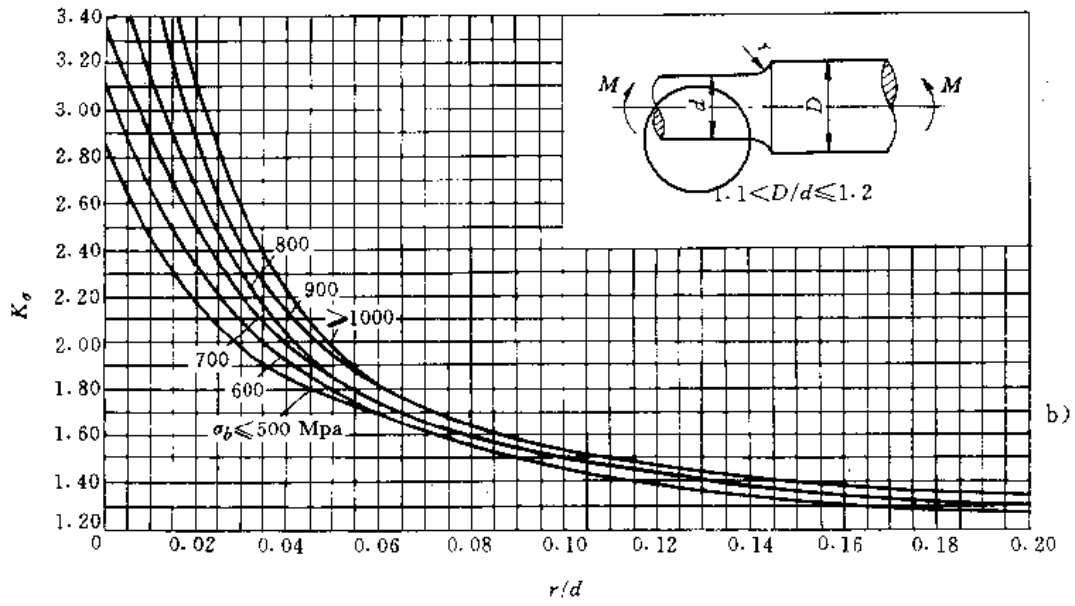
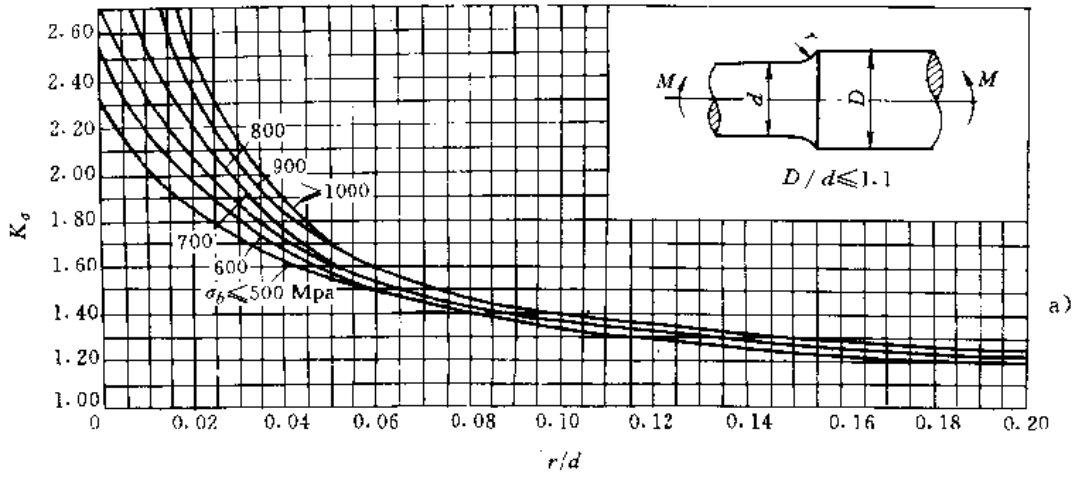


图 5-2-10 弯曲时圆角的有效应力集中系数 K_σ 。

- a) $\frac{D}{d} \leq 1.1$
- b) $1.1 < \frac{D}{d} \leq 1.2$
- c) $1.2 < \frac{D}{d} \leq 2$



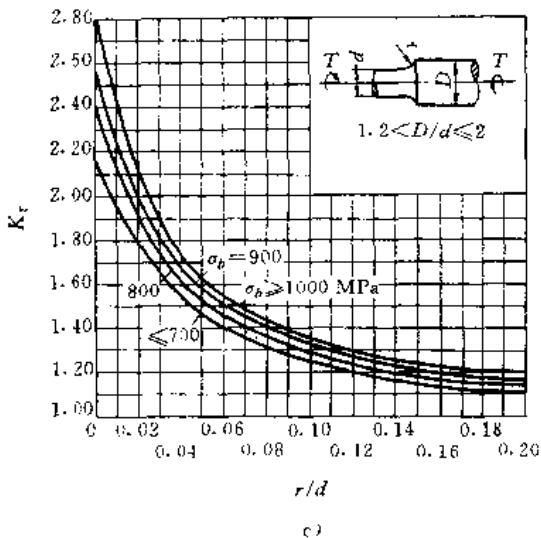
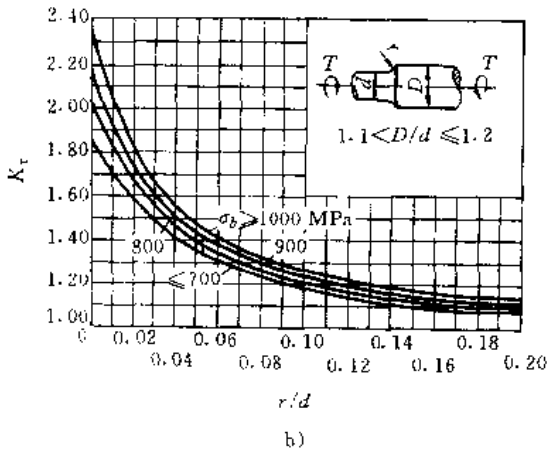
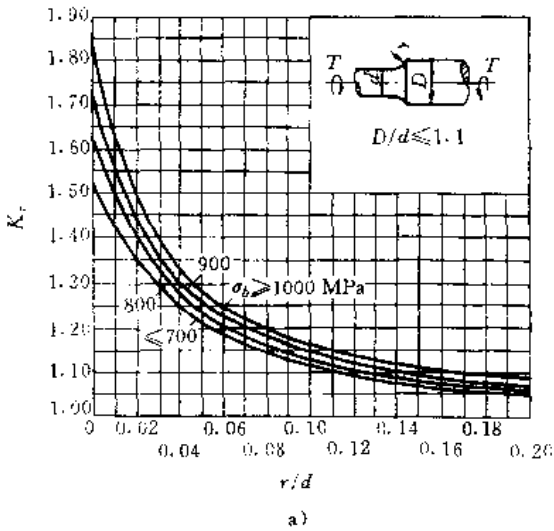


图 5-2-11 扭转时圆角的有效应力集中系数 K_r

a) $\frac{D}{d} \leq 1.1$ b) $1.1 < \frac{D}{d} \leq 1.2$ c) $1.2 < \frac{D}{d} \leq 2$

$$\left. \begin{aligned} S_\sigma &= \frac{\sigma_1}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} \sigma_m} \\ S_\tau &= \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \frac{\tau_{-1}}{\tau_b} \tau_m} \end{aligned} \right\} (5-2-2a)$$

式中 S_σ ——只考虑弯矩作用时的安全系数；

S_τ ——只考虑转矩作用时的安全系数；

$[S]$ ——按疲劳强度计算的许用安全系数，与许用弯曲应力计算法所用的许用值同；

σ_{-1} 、 τ_{-1} ——对称循环应力下材料试件的弯曲和扭转疲劳极限 (MPa)；

ψ_σ 、 ψ_τ ——平均应力折合为应力幅的等效系数，它表示材料对循环不对称性的敏感程度。其值应为 $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ 和 $\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$ ，

为保证工作更安全，可取 $\psi_\sigma \approx \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1}$ 及 $\psi_\tau \approx$

$$\frac{\tau_{-1}}{\tau_1}$$

σ_0 、 τ_0 ——脉动循环应力下材料试件的弯曲和扭转疲劳极限 (MPa)；

σ_s 、 τ_s ——材料试件的拉伸和扭转屈服点 (MPa)；

σ_b 、 τ_b ——材料试件的抗拉和抗扭强度极限 (MPa)；

K_σ 、 K_τ ——弯曲和扭转时的有效应力集中系数，其值见图 5-2-10~图 5-2-15；

β ——表面质量系数，其值见图 5-2-8、图 5-2-9 及表 5-2-7；

ϵ_σ 、 ϵ_τ ——弯曲和扭转时的绝对尺寸影响系数，其值见图 5-2-7；

σ_a 、 σ_m ——弯曲应力的应力幅和平均应力 (MPa)；

τ_a 、 τ_m ——扭转切应力的应力幅和平均应力 (MPa)；对一般传递动力的轴，可取 σ_a

$$= \frac{M}{W}, \sigma_m = 0 \text{ 及 } \tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_T}$$

；当轴不转动或轴上外力随轴一起转动时，取 $\sigma_a = \sigma_m = \frac{M}{2W}$ ；当轴常需正反转时，取 $\tau_a =$

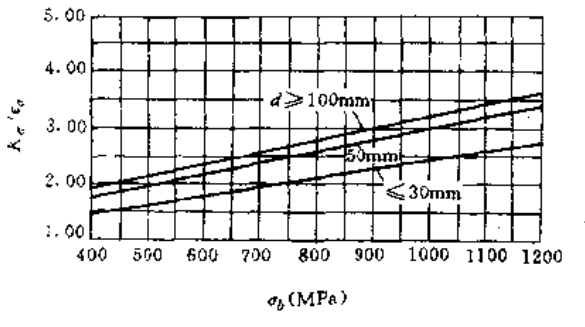
$$\frac{T}{W_T}, \tau_m = 0$$

M 、 T ——轴危险截面上的弯矩和转矩 (N·mm)；

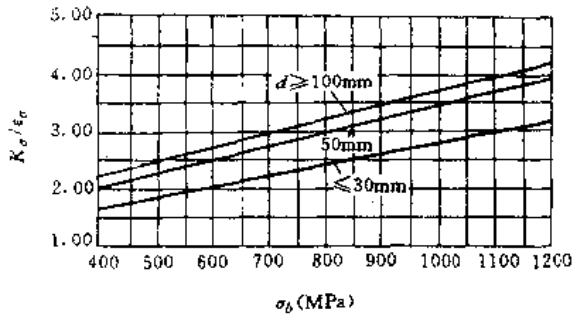
W 、 W_T ——轴危险截面的抗弯和抗扭截面系数 (mm^3)，见表 5-2-9。

⊙ 同一截面处有几个应力集中源时，取其中的最大值。

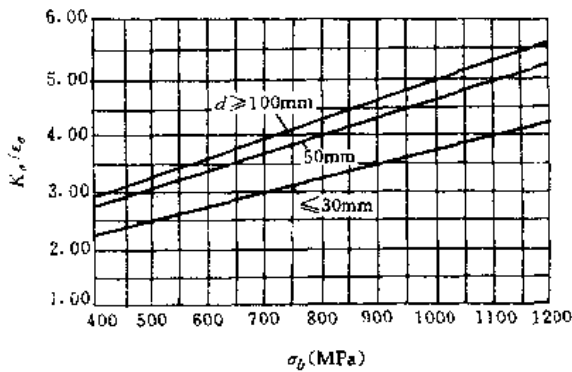




a)



b)



c)

图 5-2-12 弯曲时轴上配合条件边缘处有效应力

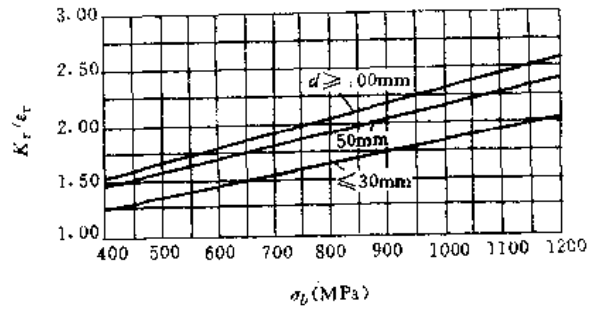
集中系数与尺寸系数的比值 $\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ ⊕

a) $\frac{H7}{h7}$ b) $\frac{H7}{k6}$ c) $\frac{H7}{r6}$

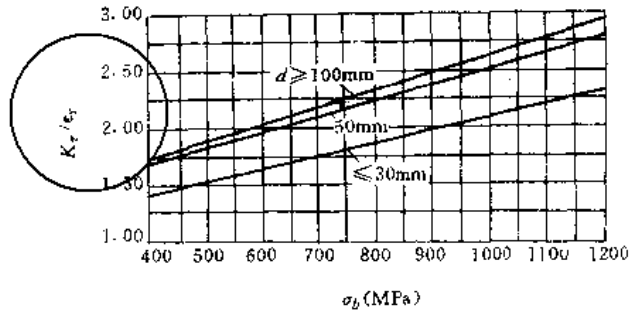
(2) 轴在整个工作寿命期间, 如有几种大小不等而作用总次数均较多的载荷, 则应按其中最大者计算, 并在计算 S_σ 、 S_τ 式中的 σ_b 及 τ_a 项时应乘以系数 K_p , 其计算式为

$$K_p = \sqrt[3]{\sum \frac{N_i}{N_0} \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9}$$

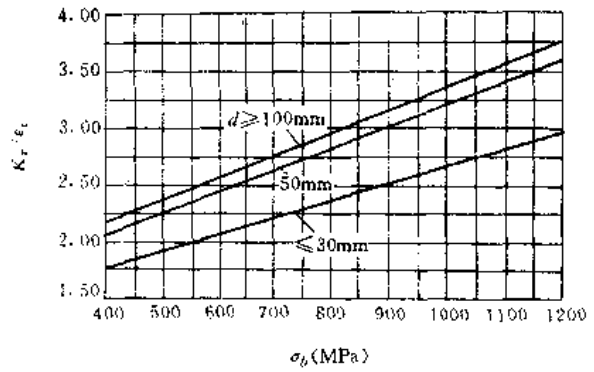
式中 N_0 ——应力循环基数; 对钢, $N_0 \approx 10^7$;
 N_i ——相应于转矩 T_i 时的应力循环次数;
 T_i ——对应于应力循环次数 N_i 的转矩 ($N \cdot mm$);
 T_{max} ——轴长期传递的最大转矩 ($N \cdot mm$).



a)



b)



c)

图 5-2-13 扭转时轴上配合条件边缘处有效应力

集中系数与尺寸系数的比值 $\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau}$

a) $\frac{H7}{h7}$ b) $\frac{H7}{k6}$ c) $\frac{H7}{r6}$

当载荷变化不大时, 可取 $K_p = 1$.

对于材料内部可能存在不同程度的裂纹或其他缺陷的轴, 当裂纹尺寸小于临界值时, 在交变应力作用下, 裂纹将作稳态扩展, 直至达到临界值时发生脆性破坏。因此, 轴的使用寿命, 决定于裂纹的稳态扩展速度。对于这种情况, 应根据断裂力学的方法计算(参见基础理论卷第5篇第14章2节)。所以, 对重要的轴, 除检查表面质量外, 还应对内部进行无损探伤, 如发现缺陷, 应根据断裂力学判定其寿命, 决定是否可用。

⊕ 在轴颈与滚动轴承配合处, 一般可按 $\frac{H7}{r6}$ 选取 $\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ 和 $\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau}$ 。



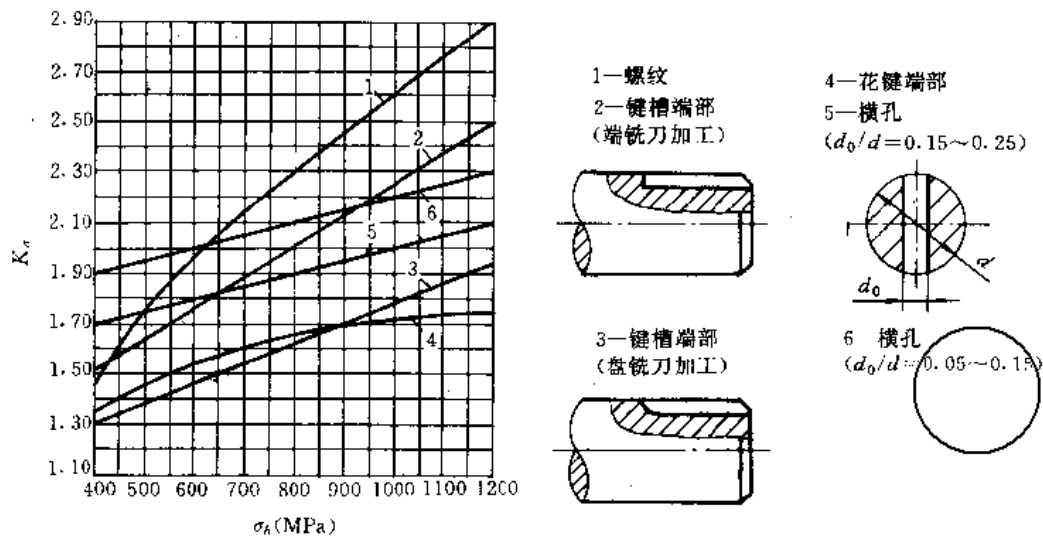


图 5-2-14 弯曲时，螺纹、键槽、横孔的有效应力集中系数 K 。
(在键槽或花键的中段处，可取 $K_σ=1$)

表 5-2-9 抗弯截面系数 W 和抗扭截面系数 W_T 的计算公式

截面形状	W	W_T	截面形状	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1d^3$	$2W$		$\frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1.69 \frac{d_0}{d}\right)$	$\frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{d_0}{d}\right)$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1 - \gamma^4)$ $\approx 0.1d^3 (1 - \gamma^4)$ ($\gamma = \frac{d_0}{d}$)	$2W$		$\frac{\pi d^4 + BN(D-d)(D+d)^2}{32D}$ (N —花键齿数)	$2W$
	$\frac{\pi d^3}{32} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$		$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1d^3$	$2W$
	$\frac{\pi d^3}{32} \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} \frac{bt(d-t)^2}{d}$			

注：开有键槽的轴和花键轴，也有按内接圆直径计算其抗扭截面系数的。



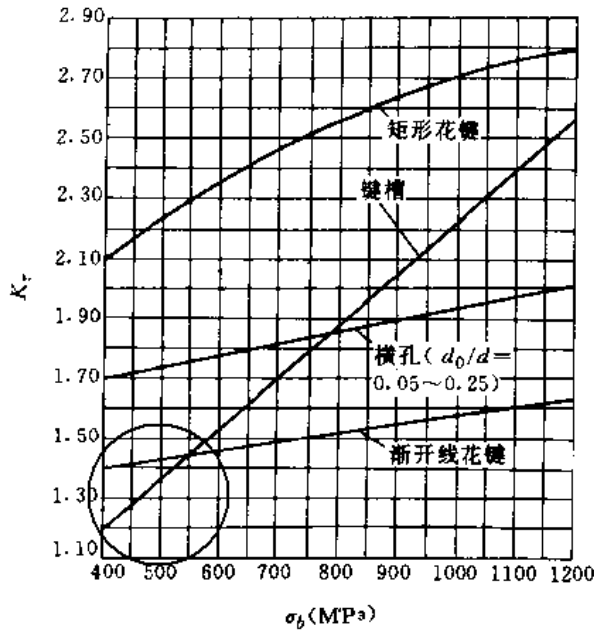


图 5-2-15 扭转时, 螺纹、键槽、横孔的有效应力集中系数 K_t (在螺纹处, 可取 $K_t \approx 1$)

2.3.2 按静强度的安全系数计算

轴的静强度, 是根据轴的短时最大载荷(包括冲击载荷)来计算的。

危险截面安全系数的校核计算式

对塑性材料制造的轴

$$S_s = \frac{S_{S\sigma} S_{S\tau}}{\sqrt{S_{S\sigma}^2 + S_{S\tau}^2}} \geq [S_s] \quad (5-2-3)$$

$$\left. \begin{aligned} S_{S\sigma} &= \frac{\sigma_s}{\frac{M_{\max}}{W} + \frac{F_{\max}}{A}} \\ S_{S\tau} &= \frac{\tau_s}{\frac{T_{\max}}{W_T}} \end{aligned} \right\} \quad (5-2-3a)$$

对脆性材料制造的轴

$$S_s = \frac{S_{S\sigma} S_{S\tau}}{S_{S\sigma} + S_{S\tau}} \geq [S_s] \quad (5-2-4)$$

$$\left. \begin{aligned} S_{S\sigma} &= \frac{\sigma_b}{\frac{M_{\max}}{W} + \frac{F_{\max}}{A}} \\ S_{S\tau} &= \frac{\tau_b}{\frac{T_{\max}}{W_T}} \end{aligned} \right\} \quad (5-2-4a)$$

式中 $S_{S\sigma}$ ——只考虑弯曲时的安全系数;
 $S_{S\tau}$ ——只考虑扭转时的安全系数;
 σ_s, τ_s ——材料试件的拉伸和扭转屈服点 (MPa);
 σ_b, τ_b ——材料试件的抗拉和抗扭强度极限 (MPa);

M_{\max}, T_{\max} ——轴危险截面上的最大弯矩和最大转矩 (N·mm);

F_{\max} ——作用在轴上的最大轴向载荷 (N);

W, W_T ——轴危险截面的抗弯和抗扭截面系数 (mm³), 见表 5-2-9;

A ——轴危险截面的截面积 (mm²);

$[S_s]$ ——按静强度的许用安全系数, 其值应按同类机器的实践经验确定, 一般可取: 当最大载荷能准确求得时, 对高塑性钢轴 ($\sigma_s/\sigma_b \leq 0.55$), $[S_s] = 1.2 \sim 1.6$; 对中等塑性钢轴 ($\sigma_s/\sigma_b = 0.55 \sim 0.7$), $[S_s] = 1.4 \sim 1.8$; 对低塑性钢轴, $[S_s] = 1.7 \sim 2.2$; 对铸造轴, $[S_s] = 1.6 \sim 2.5$; 对脆性材料制造的轴, $[S_s] = 3 \sim 4$ 。如果最大载荷只能近似求得时, 上述 $[S_s]$ 值应增大 (20~50)%。

对船舶用螺旋桨轴、艉轴等的静强度校核, 可见参考文献 [6] 124 页。

对于有可靠性指标的轴, 其计算方法可参见机械设计基础卷第 6 篇第 6 章 2 节。

2.4 轴的强度计算举例

【例 5-2-1】 图 5-2-16a、b 为一起重机用减速器中间齿轮轴的受力简图和结构尺寸。轴传递的转矩 $T = 2.71 \times 10^6$ N·mm; 轴所受力, 当分解至垂直与水平两个平面时, 其方向与大小见图 5-2-16c、d; 轴的材料为 20CrMnTi, 齿轮经渗碳、淬火、回火。

解 校核轴的强度步骤如下:

(1) 计算各截面上的弯矩, 计算结果列于下表:

(2) 轴传递的转矩 $T = 2.71 \times 10^6$ N·mm,

(3) 选择危险截面并计算其安全系数。分析轴各段的结构尺寸及其弯矩、转矩图, 得知截面 III-III 处弯矩最大, 且有齿轮齿根部引起的应力集中; 截面 I-I 处轴径较小, 且有圆

计算内容	计算结果				
	截面 I-I	截面 I-I	截面 III-III	截面 IV-IV	截面 V-V
垂直平面弯矩 M_{yz} (N·mm)	726000	750000	$M_{I, yz} = 1446000$ $M_{II, yz} = 1000000$	239000	$M_{V, yz} = 83200$ $M_{V, yz} = 431000$



(续)

计算内容	计算结果				
	截面 I-I	截面 II-II	截面 III-III	截面 IV-IV	截面 V-V
水平平面弯矩 $M_{xx} (N \cdot mm)$	743000	807000	2773000	661000	$M_{y_{xx}}=184000$ $M_{v_{xx}}=-96000$
合成弯矩 $M = \sqrt{M_{xx}^2 + M_{yy}^2} (N \cdot mm)$	1039000	1100000	$M_{III}=3127000$ $M_{IV}=2950000$	703000	$M_{V}=202000$ $M_{V'}=442000$

角和配合 (H7/m6) 引起的应力集中; 截面 I-I 处有键槽的削弱, 且有键槽和配合 (接近边缘) 引起的应力集中; 截面 IV-IV 处, 载荷虽较小, 但直径最小, 且有圆角和配合引起的应力集中。因此, 以上四个截面可能比较危险, 故对此四截面进行

强度校核, 其结果见下表:

根据以上计算, 各截面的安全系数都大于许用值 [S], 故轴的强度能满足要求。

计算内容及公式	计算结果				说明
	截面 I-I	截面 II-II	截面 III-III	截面 IV-IV	
$M (N \cdot mm)$	1039000	1100000	3127000	703000	由步骤 (1) 计算结果得
$T (N \cdot mm)$	T=2710000			0	由步骤 (2) 得
$W (mm^3)$	39100	33700	59900	21200	按表 5-2-9 的公式算得
$W_T (mm^3)$	63800	67400	119800	42400	
$\sigma_x = \frac{M}{W} (MPa)$	34.5	32.6	52.2	33.2	轴向力引起的应力不大, 故按对称循环应力计算
$\sigma_m (MPa)$	$\sigma_m \approx 0$				
$\tau_x = \frac{T}{2W_T} (MPa)$	21.2	20.1	11.3	0	按脉动循环应力计算
$\tau_m = \tau_x (MPa)$	21.2	20.1	11.3	0	
$\sigma_b, \sigma_s, \tau_s, \sigma_{-1}, \tau_{-1} (MPa)$	$\sigma_b=1100 \quad \sigma_s=850 \quad \sigma_{-1}=525 \quad \tau_{-1}=300$ $\tau_s \approx 0.585 \quad \sigma_s=500$				查表 5-1-2 确定
ϵ_r	0.66	0.66	0.63	0.68	查图 5-2-7 确定
ϵ_s	0.73	0.73	0.72	0.74	
β	0.87	0.87	—	0.87	查图 5-2-8 确定
	—	—	2	—	查表 5-2-7 确定
K_d	2.38 (键槽)	2.37 (圆角)	1.0 (齿轮中部)	2.8 (圆角)	在同一截面处有几个应力集中源时, 取各源引起的应力集中的最大值
$\frac{K_d}{\epsilon_r}$	3.61 (键槽)	3.59 (圆角)	1.59	4.12 (圆角)	
	3.8 (配合)	3.8 (配合)		5.0 (配合)	
K_r	2.41 (键槽)	1.58 (圆角)	1.60		
$\frac{K_r}{\epsilon_r}$	3.30 (键槽)	2.17 (圆角)	2.22		
	2.7 (配合)	2.7 (配合)			
ψ_a, ψ_r	取 $\psi_a \approx \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s} = 0.618, \psi_r \approx \frac{\tau_{-1}}{\tau_s} = 0.60$				查表 5-1-2 确定
S_a	3.43	3.68	12.6	2.75	由式 (5-2-1a) 算得
S_r	3.22	4.03	15.5		
S	2.37	2.72	9.8	2.75	见式 (5-2-1)
[S]	1.8				考虑计算不够精确, 材料性能不够均匀

轴是公司制作请尊重作者版权

200

轴



3 轴的刚度计算

轴的刚度计算，一般是计算轴受载时某些部位的变形量，检查是否小于许用值，或符合所要求的数值。

3.1 轴的弯曲变形计算

轴弯曲变形的精确计算较复杂。除受力和支承情

况外，轴承和机座的刚度、配合在轴上零件的刚度、以及轴的局部削弱等，对变形都有影响。计算时，通常按本章2.2节所述方法简化，对于有过盈配合零件的轴段，可取零件轮毂直径作为轴的直径。轴的许用变形量根据各类机器的实践经验确定。一般机械制造业中，轴的许用挠度 $[y]$ 和许用偏转角 $[\theta]$ 见表5.2-10。

对于常见的阶梯轴，其弯曲变形可用图解法、能量

表 5.2-10 轴的许用挠度 $[y]$ 和许用偏转角 $[\theta]$

变形		许用挠度 $[y]$	变形		许用偏转角 $[\theta]$ (rad)
挠 度 y	一般用途的轴	$[y_{max}] \leq (0.0003 \sim 0.0005) L$	偏 转 角 θ	滑动轴承处	≤ 0.001
	刚度要求较高的轴	$[y_{max}] \leq 0.0002L$		深沟球轴承处	≤ 0.005
	感应电动机轴	$[y_{max}] \leq 0.1\delta$		调心球轴承处	≤ 0.05
	安装齿轮的轴	$[y] \leq (0.01 \sim 0.03) m_n$		圆柱滚子轴承处	≤ 0.0025
	安装蜗轮的轴	$[y] \leq (0.02 \sim 0.05) m_s$		圆锥滚子轴承处	≤ 0.0016
				安装齿轮处	$\leq 0.001 \sim 0.002$

注： L —支承间跨距； δ —电动机定子与转子间的气隙； m_n —齿轮法面模数； m_s —蜗轮端面模数。

法或当量直径法来计算。当要求轴上较多部位的变形量，或整根轴的挠度曲线时，用图解法较为方便；当要求变形的部位不多或有计算机时，建议用能量法，其结果比较准确。对于直径变化不大的轴，当只需作近似计算时，可用当量直径法，把轴当作直径为 d_e 的等直径轴

$$d_e = \frac{\sum d_i l_i}{\sum l_i} \quad (5.2-5)$$

式中 d_i ——阶梯轴第*i*段的直径；

l_i ——阶梯轴第*i*段的长度。

然后用 d_e 和表5.2-11所列不同受载情况和叠加法求得所需部位的变形量。

如用能量法计算轴的弯曲变形时，需先绘出轴的外形图和弯矩图(图5.2-17a、b)，如需计算A处的挠度 y_A ，则在A处加一单位力 $F=1$ (与变形方向相同)，并绘出其弯矩 M' 图(图5.2-17c)。如需计算B处的偏转角 θ_B ，则在B处加一单位力矩 $M_i=1$ (与变形方向相同)，并绘出其弯矩(M')图(图5.2-17d)。然后按 M 、 M' 及截面的连续性把轴分为若干段，见图5.2-17c、d，则变形量可用下式算出：

$$\Delta i = \sum_{i=1}^n \int_0^{l_i} \frac{MM'}{EI} dl \quad (5.2-6)$$

式中 Δi ——计算变形处的变形量(挠度 y_A 或偏转角 θ_B) (mm或rad)；

M ——轴所受的弯矩(N·mm)；

M' ——在计算变形处加单位力 $F_i=1N$ 或单位力矩 $M'=1N \cdot mm$ 时轴上引起的弯矩(N·mm)；

E ——材料弹性模量，对钢 $E=2.15 \times 10^5 MPa$ ；

I ——截面惯性矩(mm⁴)；

l_i ——各轴段的长度(mm)。

各种轴段的积分值 $\int_0^{l_i} \frac{MM'}{EI} dl$ 见表5.2-12。

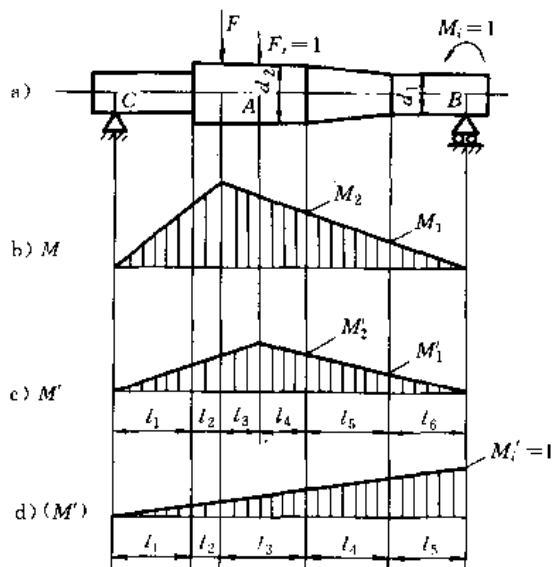


图 5.2-17 计算轴弯曲变形用图



表 5-2-11 轴的挠度 y 与偏转角 θ 的计算公式

轴受载情况简图	偏转角 θ (rad)	挠度 y	最大挠度 y_{\max}
	$\theta_A = -\frac{Fab}{6EI}(l+b)$ $\theta_B = \frac{Fab}{6EI}(l+a)$	<p>在 $0 \leq x \leq a$ 段</p> $y = -\frac{Fbx}{6EI}(l^2 - x^2 - b^2)$ <p>在 $a \leq x \leq l$ 段</p> $y = -\frac{Fbx}{6EI} \left[l^2 - a^2 - (l-x)^2 \right]$ <p>在 F 力作用点 D</p> $y_D = -\frac{Fb^2}{3EI}$	<p>设 $a > b$</p> <p>在 $x = \sqrt{\frac{l^2 - b^2}{3}}$ 处</p> $y_{\max} = -\frac{\sqrt{3} Fb}{27EI} (l^2 - b^2)^{3/2}$ <p>在 $x = \frac{l}{2}$ 处</p> $y_D = -\frac{Fb}{48EI} (3l^2 - 4b^2)$
	$\theta_A = \frac{Fal}{6EI}$ $\theta_B = -\frac{Fal}{3EI}$ $\theta_D = -\frac{Fa}{6EI} (2l + 3a)$	<p>在 $0 \leq x \leq l$ 段</p> $y = \frac{Fax}{6EI} (l^2 - x^2)$ <p>在 $l \leq x \leq (l+a)$ 段</p> $y = -\frac{F(x-l)}{6EI} [a(3x-l) - (x-l)^2]$	<p>在 F 力作用点 D</p> $y_D = \frac{Fa^2}{3EI} (l+a)$ <p>在 $x = 0.57735l$ 处</p> $y_{\max} = \frac{Fal^2}{15.55EI}$
	$\theta_A = \frac{M}{6EI} (l^2 - 3b^2)$ $\theta_B = \frac{M}{6EI} (l^2 - 3a^2)$	<p>在 $0 \leq x \leq a$ 段</p> $y = \frac{Mx}{6EI} (l^2 - 3b^2 - x^2)$ <p>在 $a \leq x \leq l$ 段</p> $y = -\frac{M(l-x)}{6EI} [l - 3a^2 - (l-x)^2]$	<p>设 $a > b$</p> <p>在 $x = \sqrt{\frac{l^2 - 3b^2}{3}}$ 处</p> $y_{\max} = \frac{\sqrt{3} M}{27EI} (l^2 - 3b^2)^{3/2}$
	$\theta_A = \frac{Ml}{6EI}$ $\theta_B = -\frac{Ml}{3EI}$ $\theta_D = \frac{M}{3EI} (l + 3a)$	<p>在 $0 \leq x \leq l$ 段</p> $y = \frac{Mx}{6EI} (l^2 - x^2)$ <p>在 $l \leq x \leq (l+a)$ 段</p> $y = -\frac{M}{6EI} (3x-l)(x-l)$	<p>在 M 的作用点 D</p> $y_D = \frac{Ma}{6EI} (2l + 3a)$ <p>在 $x = 0.57735l$ 处</p> $y_{\max} = \frac{Ml^2}{15.55EI}$

注：1. 挠度 y 与 y 轴线方向相同时为正，反之为负。如只需确定绝对值，则可不必考虑正负号。

2. 支承处的偏转角 θ ，当挠度 y 随 x 增大而增大时为正，反之为负。

表 5-2-12 积分值 $\int_0^l \frac{MM'}{EI} dt$

弯矩图	轴段形状	$\int_c^l \frac{MM'}{EI} dt$
		$\frac{l}{0.294Ed^3} [M_1(2M_1+M_2) + M_2(2M_2+M_1)]$
		$\frac{l}{0.294Ed^3} [2d_1^2 M_1 M_2 - d_1 d_2 (M_1 M_2 + M_2 M_1) + 2d_2^2 M_2 M_1]$
		$\frac{l}{0.098Ed^3} (M_1 + M_2) M$
		$\frac{l}{0.294Ed^3} [2d_1^2 M_1 + d_1 d_2 (M_1 + M_2) + 2d_2^2 M_2]$
		$\frac{l}{0.294Ed^3} M' (M_1 + 2M_2)$
		$\frac{l}{0.294Ed^3} (d_2 M_1 M' + 2d_1 M_2 M')$
		$\frac{l}{0.147Ed^3} MM'$
		$\frac{l}{0.147Ed^3} MM'$
		$\frac{l}{0.294Ed^3} MM'$
		$\frac{l}{0.294Ed^3} MM'$

注：1. 如 M 和 M' 的方向相反，则其中一个取“+”，另一个取“-”。

2. 如轴段为空心圆柱形，则表中的 d^3 要用 $(d^3 - d_0^3)$ 代替。

如轴上的各载荷不在同一平面内，则可把这些载荷分解成为在互相垂直的两个平面内的分力，分别算出这两个平面内各截面处的 y 及 θ ，然后用矢量法求出合成挠度和合成偏转角。

3.2 轴的扭转变形计算

轴的扭转变形，用每米轴长的扭转角 φ 来表示。其许用值通常没有严格规定，一般可如下选取：对于精密传动， $[\varphi] = 0.25 \sim 0.5$ ($^\circ$)/m；对于一般传动， $[\varphi] = 0.5 \sim 1$ ($^\circ$)/m；对于精度要求不高的传动， $[\varphi]$ 可大于 1 ($^\circ$)/m。圆轴扭转角 φ 的计算公式见表 5-2-13。

实心圆形钢轴每米长度扭转角的校核计算式

表 5-2-13 圆轴扭转角 φ 的计算公式 ($^\circ$)

	实心轴	空心轴
光轴	$\varphi = 584 \frac{Tl}{Gd^3}$	$\varphi = 584 \frac{Tl}{G(d^3 - d_0^3)}$
阶梯轴	$\varphi = \frac{584}{G} \sum_{i=1}^n \frac{T_i l_i}{d_i^3}$	$\varphi = \frac{584}{G} \sum_{i=1}^n \frac{T_i l_i}{(d_i^3 - d_{0i}^3)}$

说明： T —轴传递的转矩 (N·mm)

l —轴受转矩作用的长度 (mm)

d —轴的外直径 (mm)

d_0 —空心轴的内直径 (mm)

G —材料的切变模量，对钢 $G = 8.1 \times 10^4$ MPa

T_i 、 l_i 、 d_i 、 d_{0i} 分别代表阶梯轴第 i 段上所传递的转矩、长度、直径和空心轴的内直径



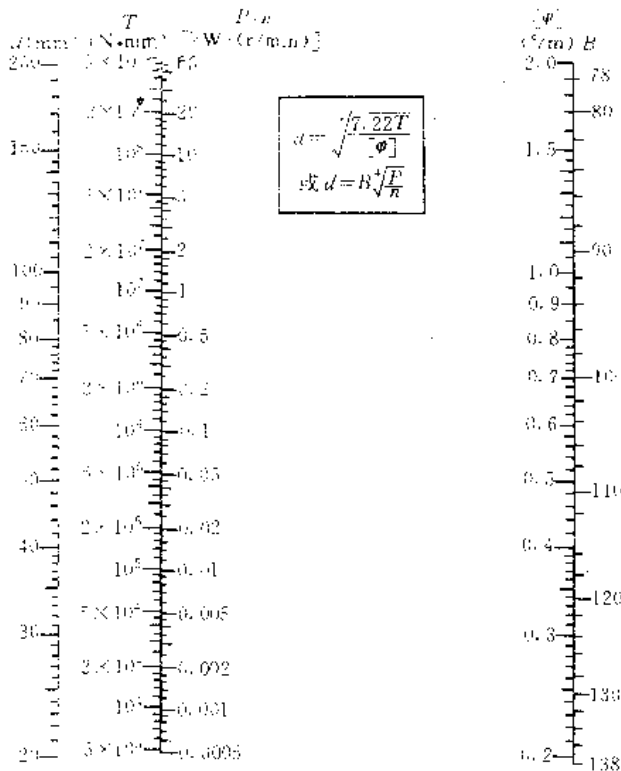


图 5-2-18 $d = \sqrt{\frac{7.22T}{[\varphi]}}$ 或 $d = B\sqrt{\frac{4P}{n}}$ 计算线图

$$\varphi = \frac{7.22T}{d^4} \quad (^\circ)/m \leq [\varphi] \quad (5-2-7)$$

满足此刚度要求的轴直径，可用以下两式或图5-2-18求得：

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{7.22T}{[\varphi]}} \quad (\text{mm}) \quad (5-2-8)$$

$$\text{或} \quad d \geq B\sqrt[4]{\frac{P}{n}} \quad (\text{mm}) \quad (5-2-9)$$

式中 P ——轴传递的功率 (kW)；

n ——轴的转速 (r/min)；

B ——按每米长度许用扭转角 $[\varphi]$ 而定的系数，当 $[\varphi]$ 选定后，其值可由图5-2-18查取。

3.3 轴的刚度计算举例

【例 5-2-2】 图 5-2-19a 所示为一轴的结构简图及其有关尺寸，图 5-2-19b、c 为该轴在水平和垂直两个平面中的受力简图，轴的材料为 45 钢， $E=2.15 \times 10^5 \text{MPa}$ ，试计算轴上截面 N 处的挠度 y_N 及支承 B 处的偏转角 θ_B ，齿轮模数 $m=2$ 。

解 用能量法计算：

(1) 画轴在水平和垂直两个平面中的弯矩 M_x 及 M_y 图 ($\text{N} \cdot \text{mm}$)，见图 5-2-19d、e。

(2) 在截面 N 处加单位力 $F=1\text{N}$ ，画弯矩 M' 图 ($\text{N} \cdot \text{mm}$)，见图 5-2-19f。

(3) 在支承 B 处加单位力矩 $M=1\text{N} \cdot \text{mm}$ ，画弯矩 M' 图 ($\text{N} \cdot \text{mm}$)，见图 5-2-19g。

(4) 计算 y_N ：

水平平面中的挠度 y_{Nxx} ：取矩形花键处的轴径为 d_1 -

$d_1 = \frac{26+23}{2} = 24.5\text{mm}$ 。按图 5-2-19a、d、f 的数值及表 5-2-12 的算式，计算结果列于下表。

垂直平面中的挠度 y_{Nyy} ：按图 5-2-19a、c、f 的数值及表 5-2-12 的算式，得 $y_{Nyy} = 84.5 \times 10^{-4}\text{mm}$ 。

合成挠度 $y_N = \sqrt{y_{Nxx}^2 + y_{Nyy}^2} = 196.4 \times 10^{-4}\text{mm} = 0.01964\text{mm}$ 。

(5) 计算 θ_B 。

轴段	$\int_c^i \frac{MM'}{EI} dt$	结果 (mm)
l_1	$\frac{11}{0.147 \times 2.15 \times 10^5 \times 24.5^4} \times 19800 \times 11$	2.11×10^{-4}
l_2	$\frac{41}{0.294 \times 2.15 \times 10^5 \times 30^4} [19800 \times (2 \times 11 + 52) + 93600 \times (2 \times 52 + 11)]$	67.9×10^{-4}
l_3	$\frac{3}{0.294 \times 2.15 \times 10^5 \times 30^4} [93600 \times (2 \times 52 + 50.1) + 89000 \times (2 \times 50.1 + 52)]$	16.4×10^{-4}
l_4	$\frac{76}{0.294 \times 2.15 \times 10^5 \times 35^4} [89000 \times (2 \times 50.1 + 1.9) + (-28800) \times (2 \times 1.9 + 50.1)]$	61×10^{-4}
l_5	$\frac{3}{0.294 \times 2.15 \times 10^5 \times 30^4} \times 1.9 \times [2 \times (-28800) + (-33400)]$	-0.101×10^{-4}
l_6, l_7, l_8	因 $M'=0$	0
累计	$y_{Nxx} = \Delta i = \sum_{i=1}^8 \int_0^i \frac{MM'}{EI} dt$	177.3×10^{-4}



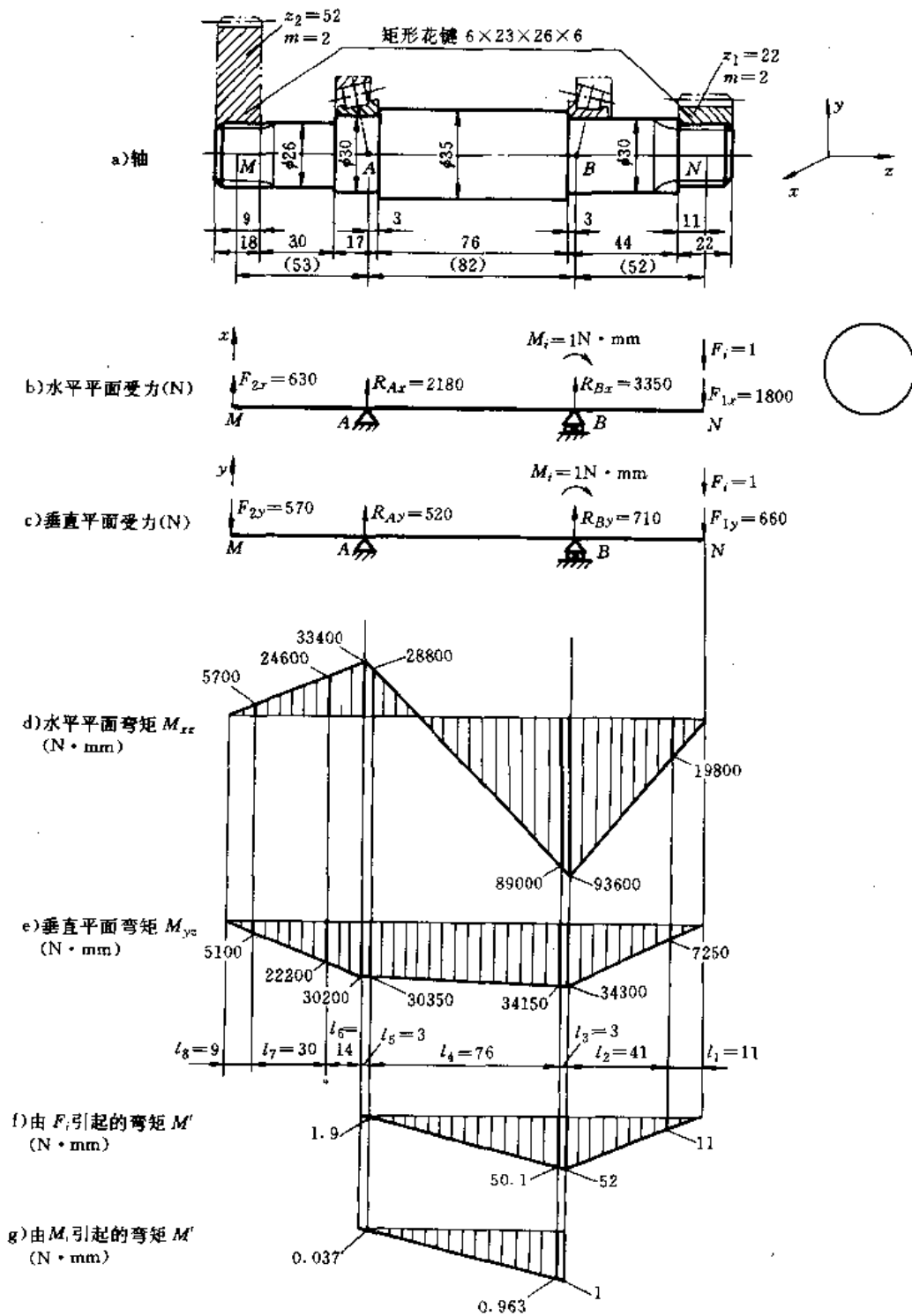


图 5·2-19 轴弯曲变形计算用图

水平平面中的偏转角 θ_{Bxx} : 按图 5·2-19a、d、g 的数值及表 5·2-12 的算式, 计算结果列于下表。

垂直平面中的偏转角 θ_{Byy} : 按图 5·2-19a、e、g 的数值及表 5·2-12 的算式, 得 $\theta_{Byy}=9.17 \times 10^{-5} \text{rad}$ 。

合成偏转角 $\theta_B = \sqrt{\theta_{Bxx}^2 + \theta_{Byy}^2} = 17.45 \times 10^{-5} \text{rad}$ 。

(6) 变形许用值: 参照表 5·2-10 取

装齿轮处, $[y] \leq (0.01 \sim 0.03) m_n = 0.02 \sim 0.06 \text{mm}$,

装圆锥滚子轴承处, $[\theta] \leq 0.0016 \text{rad}$ 。

实际的变形 y_N 及 θ_B 均小于许用值, 故轴的弯曲刚度可满足要求。



轴段	$\int_0^l \frac{MM'}{EI} dl$	结果(rad)
l_1, l_2	$M' = 0$	0
l_3	$\frac{3}{0.294 \times 2.15 \times 10^5 \times 30^4} [93600 \times (2 \times 1 + 0.963) + 89000 \times (2 \times 0.963 + 1)]$	3.15×10^{-5}
l_4	$\frac{76}{0.294 \times 2.15 \times 10^5 \times 35^4} [89000 \times (2 \times 0.963 + 0.037) + (-28800) \times (2 \times 0.037 + 0.963)]$	11.7×10^{-5}
l_5	$\frac{3}{0.294 \times 2.15 \times 10^5 \times 30^4} \times 0.037 \times [2 \times (-28800) + (-33400)]$	-0.02×10^{-5}
l_6, l_7, l_8	$M' = 0$	0
累计	$\theta_{n_{cr}} = \Delta i = \sum_{i=1}^8 \int_0^{l_i} \frac{MM'}{EI} dl$	14.83×10^{-5}

4 轴的临界转速计算

轴上周期性载荷的频率和轴的自振频率相同或接近时,轴要发生共振现象;这时轴的振幅将急剧增大,影响机器的正常工作,导致轴、轴上零件和轴承损坏。产生共振现象时轴的转速,称为临界转速。因此,对高转速的轴和受周期性载荷的轴,应计算轴的临界转速。

轴的振动有横向振动、扭转振动和纵向振动三类。轴在工作时,最可能发生的是横向振动。

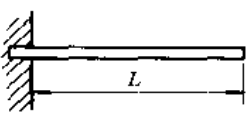
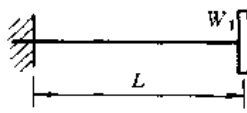
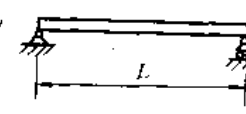
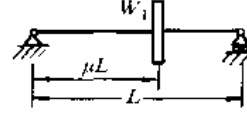
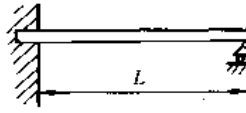
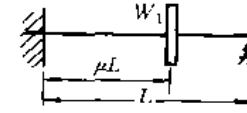
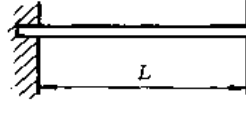
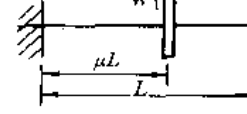
同类型振动的临界转速可有多,从低到高分别

称为一阶临界转速 n_{cr1} 、二阶临界转速 n_{cr2} 、…。机械设计中常用到的是第一、二阶的临界转速。设计时,应使轴的工作转速 n 避开其各阶临界转速 n_{cr} 。一般要求:对于工作转速低于其一阶临界转速的轴,应满足 $n \leq 0.75n_{cr1}$;对于工作转速高于一阶临界转速的轴,应满足 $1.3n_{crk} \leq n \leq 0.7n_{cr(k+1)}$ ($k=1, 2, \dots$)。

4.1 不带圆盘的均匀质量轴的临界转速

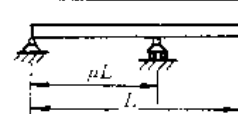
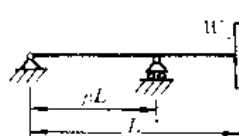
各种支座情况下,等直径轴在横向振动时的第一、二、三阶临界转速计算公式见表 5-2-14。

表 5-2-14 横向振动时轴的临界转速 n_{cr} (r/min)

均匀质量轴的临界转速	带圆盘但不计轴自重时轴的一阶临界转速
$n_{crk} = 946 \lambda_k \sqrt{\frac{EI}{W_0 L^3}}, (k=1, 2, 3)$	$n_{cr1} = 946 \sqrt{\frac{K}{W_1}}$
 $\lambda_1 = 3.52$ $\lambda_2 = 22.43$ $\lambda_3 = 61.83$	 $K = \frac{3EI}{L^3}$
 $\lambda_1 = 9.87$ $\lambda_2 = 39.48$ $\lambda_3 = 88.83$	 $K = \frac{3EI}{\mu^2(1-\mu)^2 L^3}$
 $\lambda_1 = 15.42$ $\lambda_2 = 49.97$ $\lambda_3 = 104.2$	 $K = \frac{12EI}{\mu^3(1-\mu)^2(4-\mu)L^3}$
 $\lambda_1 = 22.37$ $\lambda_2 = 61.67$ $\lambda_3 = 120.9$	 $K = \frac{3EI}{\mu^2(1-\mu)^2 L^3}$



(续)

均匀质量轴的临界转速 $n_{cr} = 946\lambda_k \sqrt{\frac{EI}{W_0 L^3}}, (k=1, 2, 3)$						带圆盘但不计轴自重时轴的一阶临界转速 $n_{cr} = 946 \sqrt{\frac{K}{W_1}}$	
							
μ	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	$K = \frac{3EI}{(1-\mu)^3 L^3}$
λ_1	8.716	9.983	11.50	13.13	14.57	15.06	
μ	0.8	0.85	0.9	0.95	1.0		
λ_1	14.44	13.34	12.11	10.92	9.87		

注: W_0 —轴自重 (N); W_1 —圆盘所受的重力 (N); L —轴的长度 (mm); λ_k —支座形式系数; E —轴材料的弹性模量, 对钢, $E=2.15 \times 10^5 \text{MPa}$; I —轴截面的惯性矩 (mm^4), $I = \frac{\pi d^4}{64}$; μ —支承间距离或圆盘处轴段长度 μL 与轴总长度 L 之比; K —轴的刚度系数 (N/mm).

近似计算阶梯轴的临界转速时, 可用下式求轴的当量直径

$$d_e = \alpha \frac{\sum d_i^4 l_i}{\sum l_i} \quad (\text{mm}) \quad (5-2-10)$$

- 式中 d_i —阶梯轴第 i 段的直径 (mm);
 l_i —阶梯轴第 i 段的长度 (mm);
 α —经验修正系数, 若阶梯轴最粗一段 (或几段) 的轴段长度超过轴全长 L 之半时, 可取 $\alpha=1$, 小于 $0.15L$ 时, 此段当作轴环, 另按次粗轴段来考虑. 一般, 最好按照同系列机器的计算对象, 选取有准确解的轴试算几例, 从中找出合适的 α 值, 例如, 对一般的压缩机、离心机或鼓风机转子, 可取 $\alpha=1.094$.

然后再以 $I = \frac{\pi d_e^4}{64}$ 代入表 5-2-14 中所列公式计算 n_{cr} .

4.2 带圆盘的轴的临界转速

带单个圆盘但不计轴自重时轴的一阶临界转速 n_{cr1} 的计算公式见表 5-2-14.

带多个圆盘并须计及轴自重时, 可按邓柯莱 (Dunkerley) 公式计算 n_{cr1}

$$\frac{1}{n_{cr1}^2} \approx \frac{1}{n_0^2} + \frac{1}{n_{01}^2} + \frac{1}{n_{02}^2} + \dots + \frac{1}{n_{0n}^2} + \dots \quad (5-2-11)$$

式中, n_0 为只考虑轴自重时轴的一阶临界转速, n_{01} 、 n_{02} 、 \dots 、 n_{0n} 分别表示轴上只装一个圆盘 (盘 1、2、 \dots

或 i) 且不计轴自重时的一阶临界转速, 均可按表 5-2-14 所列公式分别计算.

对双铰支多圆盘钢轴 (图 5-2-20), 式 (5-2-11) 可按表 5-2-14 中所列算式简化为下式:

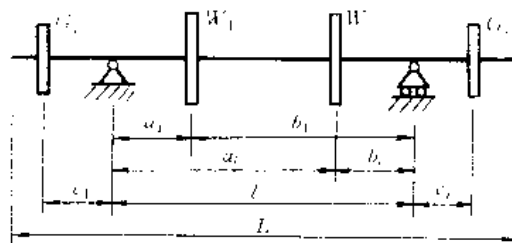


图 5-2-20 双铰支多圆盘轴

$$\frac{1}{n_{cr1}^2} \approx \frac{W_0 L^3}{9.44 \times 10^9 \lambda_1^2 d^4} + \frac{\sum W_i a_i^2 b_i^2}{28.33 \times 10^9 l d^4} + \frac{\sum G_j c_j^2 (l + c_j)}{28.33 \times 10^9 d^4} \quad (5-2-12)$$

式中 λ_1 —一阶临界转速时的支座形式系数, 查表 5-2-14;

W_0 —轴所受的重力 (N);

W_i —一支撑间的圆盘所受的重力 (N);

G_j —外伸端的圆盘所受的重力 (N).

带多个圆盘的轴 (包括阶梯轴), 如果在各个圆盘重力的作用下, 轴的挠度曲线或轴上各圆盘处的挠度值已知时, 也可用雷利 (Rayleigh) 公式近似求其一阶



临界转速

$$n_{cr} = 946 \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n W_i y_i}{\sum_{i=1}^n W_i y_i^2}} \quad (5.2-13)$$

式中 W_i ——轴上所装各个零件或阶梯轴各个轴段的重力 (N);

y_i ——在 W_i 作用的截面内, 由全部载荷引起的轴的挠度 (mm)。

4.3 轴的临界转速计算举例

【例 5-2-3】 图 5-2-21 所示为由二个轴承支持的鼓风机的转子, 其各段的直径与长度尺寸, 以及四个圆盘所受 $W_1 \sim W_4$ 重力均列于下表。试计算转子的一阶临界转速 n_{cr} 。

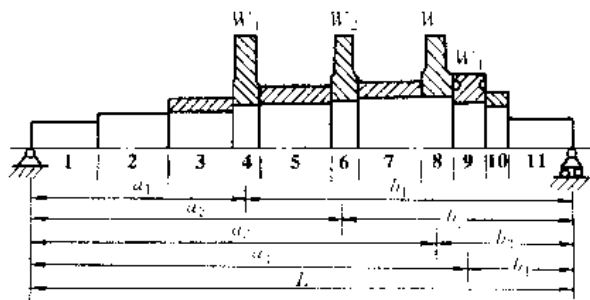


图 5-2-21 鼓风机转子

解 由于 $W_1 \sim W_4$ 四个盘所受的重力远大于轴上其他零件所受的重力, 故其他零件都不作为盘来考虑, 而只将其重力加在相应的轴段上。

本例可利用表 5-2-14 所列公式分别算出只考虑轴自重及每个圆盘时的临界转速, 然后用式 (5-2-11) 或 (5-2-12) 计算转子的临界转速。阶梯轴的当量直径 d_e 用式 (5-2-10) 计算。计算过程及结果均列于下表。

计算内容	轴段号及结果											Σ
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
d_i (mm)	65	85	90	105	110	115	120	120	110	160	70	
l_i (mm)	160	168	155	60	180	60	150	77	80	50	160	$L=1300$
$d_i l_i$ (mm ²)	10400	14280	13950	6300	19800	6900	18000	9240	8800	5000	11200	123870
W_i (N)	41.6	74.8	77.4 +13.7 =91.1	40.7	134.2 +48.9 =183.1	48.9	133.2 +54.3 =187.5	68.4	59.7	30.8 +10.7 =41.5	48.3	$W_0=885.6$
W_i (N)				500.4		490.3		499.5	147.3			
a_i (mm)				513		753		971.5	1050			
b_i (mm)				787		547		328.5	250			
$W_i a_i^2 b_i^2$ (N · mm ⁴)				81.56 $\times 10^{12}$		83.16 $\times 10^{12}$		50.87 $\times 10^{12}$	10.15 $\times 10^{12}$			225.74 $\times 10^{12}$
d_e (mm)	最粗轴段长 $l_e = 150 + 77 = 227$ (7, 8 二段) $\frac{l_e}{L} = \frac{227}{1300} = 0.1746 < 0.5$ 取 $\alpha = 1.094$ 由式 (5-2-10) 得 $d_e = \alpha \frac{\sum d_i l_i}{\sum l_i} = 104.2$											
n_{cr} (r/min)	由表 5-2-14, $\lambda_1 = 9.87$ 由式 (5-2-12) 得 $\frac{1}{n_{cr}^2} \approx \frac{W_0 L^3}{9.44 \times 10^9 \lambda_1^2 d_e^4} + \frac{\sum W_i a_i^2 b_i^2}{28.33 \times 10^9 \lambda_1^2 L d_e^4} = \frac{885.6 \times 1300^3}{9.44 \times 10^9 \times 9.87^2 \times 104.2^4} + \frac{225.74 \times 10^{12}}{28.33 \times 10^9 \times 1300 \times 104.2^4}$ $= 1.795 \times 10^{-8} + 5.199 \times 10^{-8} = 6.994 \times 10^{-8}$ $n_{cr} \approx 3781$ 此值和该转子的精确解 $n_{cr} = 3584$ 比较, 误差为 5.5%											



如须对轴的临界转速作更深入的了解和更准确的计算时,可参见机械设计基础卷第3篇第3章1节。

在计算轴的刚度和临界转速时,如能编制一计算程序利用计算机计算,则其计算工作量可大大简化。

第3章 轴 [14]~[17]

曲轴用于实现旋转运动与往复运动之间的转换,是活塞式内燃机、压缩机和往复泵等机器的关键零件。

1 曲轴的结构设计

1.1 曲轴的结构分类

曲轴有整体曲轴和组合曲轴之分,见图5-3-1和图5-3-2。一般采用整体曲轴,在制造和安装等方面有特殊要求时可采用组合曲轴。

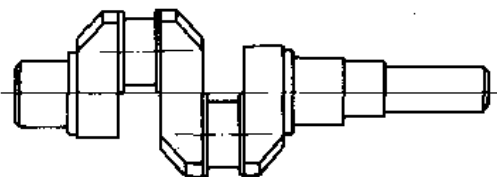


图 5-3-1 整体曲轴

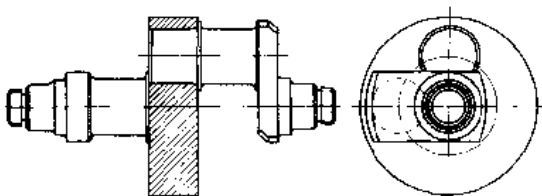


图 5-3-2 组合曲轴

整体曲轴又可分为锻造曲轴和铸造曲轴。中碳钢锻造曲轴制造技术成熟,应用较多,铸造曲轴可节省原材料、减少加工工时,并可设计出更合理的形状,其应用正在不断扩大。

常用的曲轴有曲拐轴、曲柄轴、偏心轮轴和N形轴,见图5-3-3。

曲拐轴可实现对称平衡式、角式和立式等先进结构型式;其结构紧凑、质量小,气缸(活塞)列数不受限制,传动端装配简便,应用最广。

曲柄轴可简化连杆结构,连杆大头不必剖分,但因其联间距跨度大,主轴承拆换困难,且由于连杆对主轴

此外,关于多支承轴的计算,常在近似计算多支承轴的弯矩时,把轴当作在中间支承处切断的若干静定梁,这样计算有些偏于安全。若准确计算时,可参见基础理论卷第5篇第4章13节。

产生的附加力矩使两主轴承工作条件较差,除大功率或活塞行程较大的双联泵外,很少采用。

偏心轮轴是大型钻井泥泵的常用结构。当活塞行程较大时,这种结构可避免曲轴连杆轴颈加工、热处理及磨削等困难。

N形轴是计量泵主轴的一种。当泵在停机或运转时,可使N轴在轴线方向移动,从而达到改变柱塞行程长度的目的。

曲柄轴、偏心轮轴及N形轴用得较少,因此本章主要介绍曲拐轴的设计分析,其余几种曲轴的设计可参考有关专业手册。

1.2 曲轴各部分的结构及设计

曲轴一般由轴端、轴颈和曲柄臂三部分组成。曲轴内应开有油孔,作为润滑油的通道。

1.2.1 曲轴的轴端

轴心线与曲轴旋转中心同心的轴向端部称为轴端。轴端一般作为曲轴的输入(输出)端,与带轮、联轴器、飞轮和驱动机等联接。要求联接牢固可靠。轴端联接方式和轴端结构可参见第4篇第2章1节。

1.2.2 曲轴的轴颈

轴颈包括主轴颈、支承颈和连杆轴颈。

主轴颈是指轴端上安装主轴承的部位。支承颈是指曲轴中部作为支点支承在机体两主轴承中间轴承上的部位。显然支承颈与主轴颈同轴心。连杆轴颈是曲轴上与连杆大头连接的部位,它与主轴颈不同心。

锻造曲轴的轴颈一般均制成实心圆柱体。

铸造曲轴的轴颈可采用空心结构,见图5-3-4。内孔径约为外圆直径的 $2/5 \sim 1/2$ 。空心结构可提高曲轴的疲劳强度,减小曲轴的质量,并且也易于保证铸造时的材质。

在某些空心结构中,把连杆轴颈空腔中心线设计



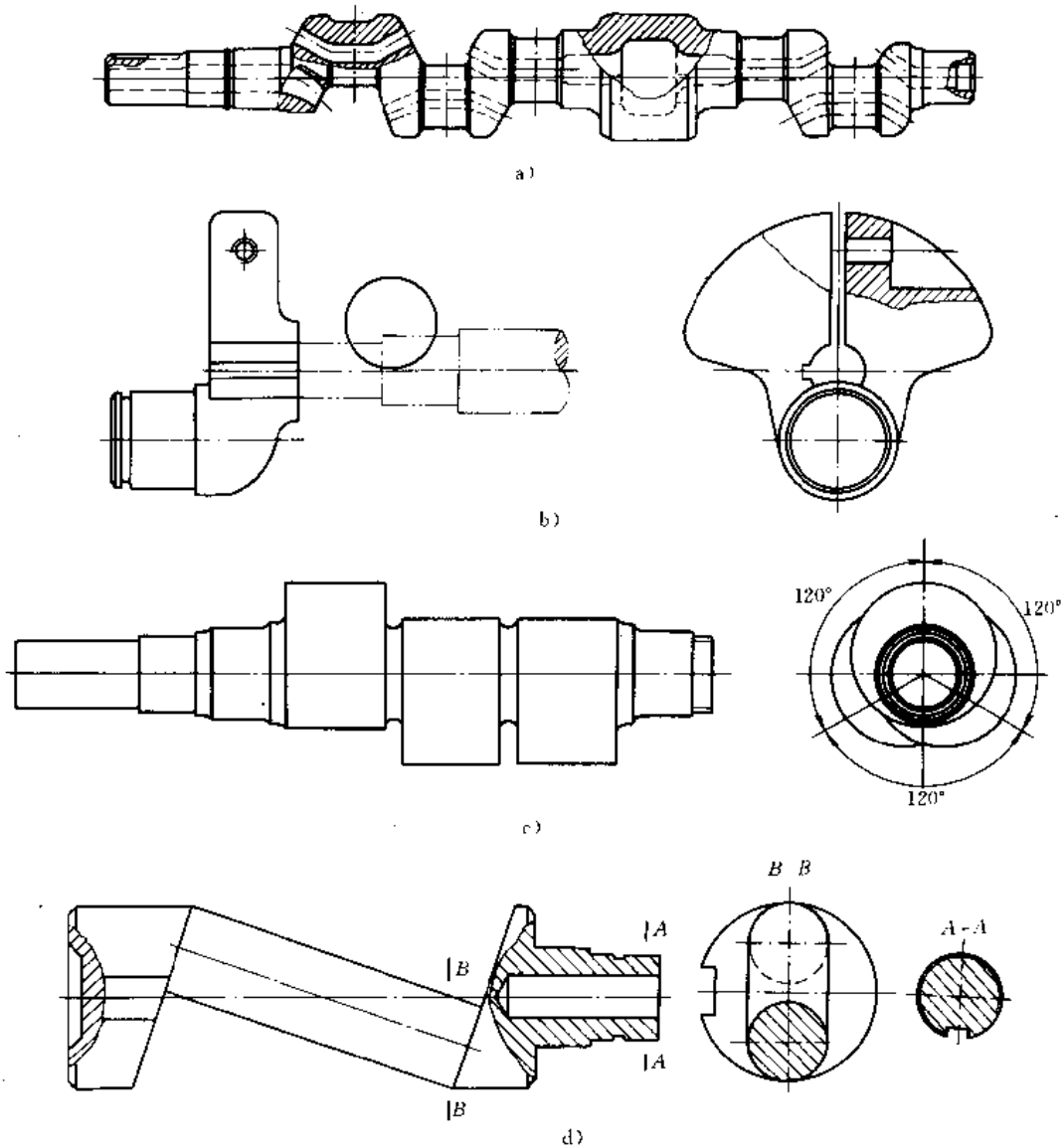


图 5-3-3 各类曲轴结构

a) 曲拐轴 b) 曲柄轴 c) 偏心轮轴 d) N形轴

成相对连杆轴颈中心线向外侧偏离一段小距离 e ，见图 5-3-5。 e 约等于连杆轴颈直径的 $1/20$ 。这种结构可进一步减小连杆轴颈的旋转质量，并使圆角过渡部位的应力分布更加平坦。

空心轴颈结构一般用于大、中型铸造曲轴，小型铸造曲轴较少采用。

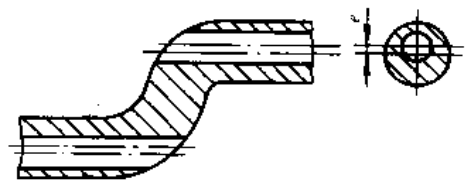


图 5-3-5 不同心的空心轴颈

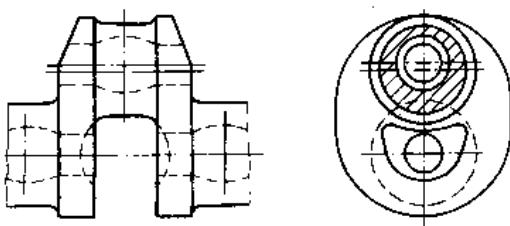


图 5-3-4 空心轴颈结构

1-2-3 曲柄臂及曲拐

曲轴上连接主轴颈和连杆轴颈或连接两相邻连杆轴颈的部位叫做曲柄臂，前者又称短臂；后者又称长臂。

曲柄臂与连杆轴颈的组合体称为曲拐。靠近主轴

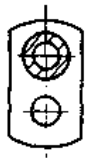
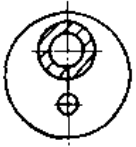
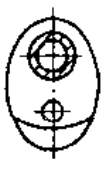


颈的曲拐又叫短拐；连接两连杆轴颈的又叫长拐。

主轴颈中心到连杆轴颈中心线的距离称为曲柄半径。

曲柄臂的外形及其特点见表 5-3-1。

表 5-3-1 曲柄臂的外形及其特点

曲柄臂外形	特点	成形方式	适用场合
	材料利用最合理，疲劳强度高。但对自由锻造曲轴，曲柄外形需靠模加工	铸造或模锻	适用于各种形式的曲轴
	结构简单，有利于曲轴平衡。加工制造方便。材料利用率次于椭圆曲柄	锻造或棒料车削	适用于小批量曲轴，特别是多支承曲轴
	材料利用率最差（因曲柄宽度沿曲柄长度方向不变），质量及旋转运动质量较大。但加工制造方便	锻造成形	主要用于低转速和小批量曲轴

1-2-4 油孔

根据曲轴形状和供油方式，曲轴上的油孔一般采用斜油孔或直角油孔形式。当轴瓦内壁上有环向油槽时，一般沿曲拐平面开油孔；否则，油孔应开在轴颈载荷矢量图上载荷最小的区域。油孔直径约为轴颈直径的 0.05~0.1 倍，但不小于 3mm。

大型空心铸造曲轴常取斜油孔形式。

油孔与轴颈表面相贯处应倒钝和抛光，有特殊要求时需倒圆抛光。

1-2-5 平衡块

平衡块的作用是保证曲轴的静平衡或动平衡。压缩机曲轴和内燃机曲轴上通常都装有平衡块。

平衡块的基本形状是扇形。

在保证曲轴活塞和连杆运转的条件下，尽量增大平衡块外缘半径和平衡块厚度，然后调整平衡块包角，使平衡块重心回转半径与平衡块质量的乘积满足动力计算提出的要求。

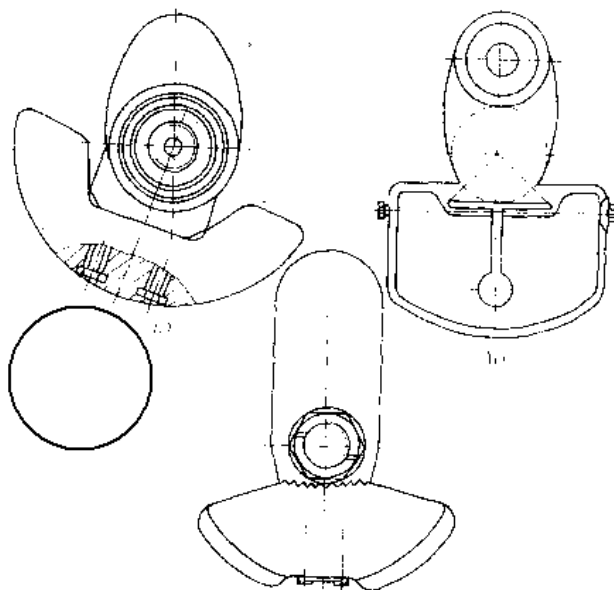


图 5-3-6 分开式平衡块固定方法

a) 凸台定位 b) 燕尾槽定位 c) 锯齿定位

平衡块与曲柄的联接，最常用的是用螺栓联接，见图 5-3-6。铸造曲轴的平衡块一般都与曲轴铸为一体，见图 5-3-2。

1-2-6 过渡圆角

轴颈与曲柄的连接处应圆滑过渡，以避免发生太大的应力集中现象。

过渡圆角设计时应注意：

(1) 圆角半径越大，应力集中越小，曲轴疲劳强度越高，但轴颈有效工作长度变短且圆角制造质量也难以保证。为增大过渡圆角半径且不缩短轴颈长度，可采用沉割或多圆弧圆角，见图 5-3-7。

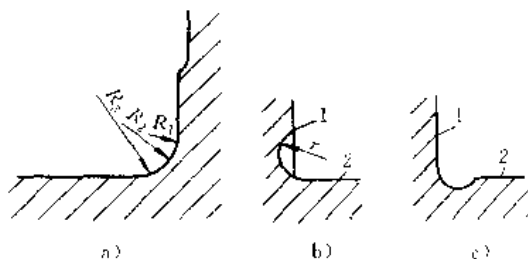


图 5-3-7 常用过渡圆角的形式

a) 多圆弧 b) 曲柄上沉割 c) 轴颈上沉割

1—曲柄 2—轴颈

(2) 轴颈表面和圆角表面应一次磨成，保证衔接处有较低的粗糙度值。对重要曲轴，圆角表面应施以强化措施，以提高疲劳强度。

(3) 同一曲轴上的圆角，包括轴颈突然变化处的



圆角，应尽量取同一圆角半径，以利加工。

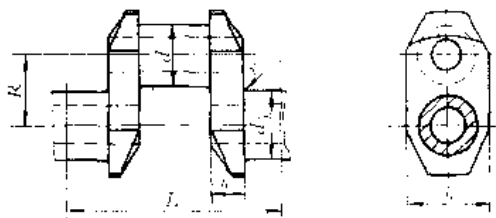
油外漏。曲轴端部通常采用甩油圈、密封圈、回油螺纹、油封等密封，具体结构可参见第11篇。

1-2-7 轴封

由轴从曲轴箱侧壁穿出处须设置轴封，以防润滑

1-2-8 曲轴各部分的尺寸比例 (表 5-3-2)

表 5-3-2 曲轴各部分尺寸比例 (mm)



适用机器		L	d	d ₁	b	h	r
高速 发动 机	船用和内燃机车 用发动机	(1.1~1.3)D ^① (1.3~1.6)D ^②	(0.6~0.8)D	(0.6~0.9)D	(0.3~0.5)d	(1.45~2.0)d	(0.006~0.1)d
	汽车、拖拉机和 运输式强化发动机	(1.1~1.4)D	(0.6~0.85)D	(0.7~1.0)D	(0.2~0.35)d	(1.45~2.0)d	(0.008~0.1)d
	柴油机和煤气 机、低速固定式和 船用发动机	(1.5~1.7)D ^① (1.7~1.8)D ^②	(0.56~0.75)D	(0.6~0.8)D	(0.45~0.55)d	(1.3~1.6)d	(0.055~0.07)d
	四行程化油器式 和罐装煤气式发动 机	(1.1~1.5)D	(0.5~0.65)D	(0.6~0.75)D	(0.15~0.35)d	—	(0.06~0.09)d ^③
压缩机		—	(0.46~ 0.56)√P ^④	(1.0~1.1)d	(0.6~0.7)d	(1.2~1.6)d	(0.05~0.06)d
往复式		—	(0.54~ 0.72)√P	(0.9~1.1)d	(0.5~0.7)d	(1.4~1.8)d	(0.05~0.1)d

注：1. D 为气缸直径 (mm)。

2. 确定轴颈尺寸时，应避免轴颈重叠 $\Delta = [(d+d_1)/2 - R]$ 等于或小于零。

① 对四行程发动机。

② 对单作用式二行程发动机。

③ 不小于 2~3mm。

④ P 为最大活塞力 (N)，d 为连杆轴颈直径 (mm)。

1-3 各类曲轴的结构设计要点

(1) 曲轴各部位的尺寸和形状应在保证强度和刚度的条件下确定，不影响强度和刚度的部位，只要是制造工艺允许并易于实现的，就应去掉，以利于减少曲轴质量。

(2) 曲轴各部位形状的选择应考虑到制造和装拆、维修方便。这一点对大型曲轴尤其重要。

(3) 曲柄臂间错角以及连杆轴颈轴间间距应均等，两主轴颈间距离也应尽可能减小，并力求对曲轴几

何中心是对称的。以利于曲轴运转时惯性力和惯性力矩的平衡。

(4) 多拐曲轴曲拐的轴向布置应使曲轴各部分载荷均匀，并尽可能布置在中间主轴承的两侧。

2 曲轴的强度计算

2-1 曲轴的破坏形式

曲轴的破坏形式基本有两种：弯曲疲劳破坏和扭转疲劳破坏。

1100



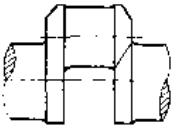
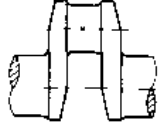
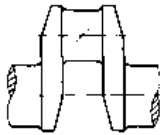
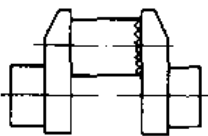
弯曲疲劳裂纹首先产生在连杆轴颈圆角或主轴颈圆角处,然后向曲柄臂发展。扭转疲劳裂纹产生于加工不良的油孔或圆角处,然后与轴线成45°发展。

曲轴所受的弯曲载荷要大于扭转载荷,破坏形式

大多是弯曲疲劳破坏。并且随着油孔加工的日趋完善和曲轴扭转减振器的应用,曲轴发生扭转疲劳破坏的可能性进一步降低。

曲轴破坏的主要形式和特征见表5·3-3。

表 5·3-3 曲轴主要破坏形式及原因

破坏型式	特 征	主要原因
	裂纹由圆角处产生,向曲柄臂发展,造成曲柄臂断裂。这是最常见的曲轴破坏形式,任何曲轴都可能发生,常发生在曲轴全长2/3的部位上	1. 圆角半径过小 2. 圆角加工不良 3. 曲柄臂太薄 4. 主轴承不均匀磨损产生过大的附加弯曲应力 5. 曲轴箱及支承刚度太小 6. 材质不良 7. 工艺选用不当
	裂纹起源于油孔,沿与轴线呈45°方向发展	1. 过大的扭转振动 2. 油孔过渡圆角太小 3. 油孔边缘加工不良
	裂纹起源于过渡圆角或油孔,且只沿一个方向发展,裂纹与轴线呈45°	1. 由于不对称交变转矩引起最大应力,致使疲劳破坏 2. 圆角加工不良及热加工工艺不完善,造成材料组织不均匀 3. 油孔边缘加工不良 4. 连杆轴颈太细
	裂纹沿过渡圆角周向同时发生,断面呈径向锯齿形	1. 圆角太尖锐,引起过大的应力集中 2. 材料有缺陷
腐蚀疲劳破坏	裂纹由圆角点蚀处产生	由于使用中保养不善,润滑油恶化造成腐蚀,或停机时润滑油中含有水分,造成圆角处点蚀

2·2 曲轴的受力分析

作用在曲轴上的力和力矩有:

- (1) 工作介质压力的分力。
- (2) 活塞连杆组惯性力的分力。
- (3) 扭转振动、横向和纵向振动的附加载荷。
- (4) 曲轴箱变形、主轴承的弹性下沉、各轴承孔的不同心度以及主轴颈在使用中磨损等因素造成的附加载荷。

在分析、计算曲轴受力时,通常作如下假设:

- (1) 把多支承曲轴看作是以主轴承中心分开的分段简支梁,并把曲轴视为绝对刚性体。
- (2) 连杆力集中作用在连杆轴颈的中点处。
- (3) 把主轴颈中心既看成是支承点,又看成是集

中文反力的作用点。

(4) 略去回转惯性力

(5) 略去因加工精度、装配质量以及因使用后磨损、热变形等造成的附加载荷。

曲轴的计算简图可归纳为单拐、双拐和三拐等三种情形。三拐很少用到,本章以前两种情况为例介绍受力分析及强度校核的方法。为计算方便,规定了轴颈与曲柄的坐标系,见图5·3-8。

在图5·3-8中, F_t, F_t' 为作用在连杆轴颈上的切向力; F_n, F_n' 为作用在连杆轴颈上的法向力; F_y, F_x 为轴前端载荷沿坐标方向的分量; $F_{Ay}, F_{Ax}, F_{By}, F_{Bx}, F_{Cy}, F_{Cx}$ 分别为A、B、C三个主轴承处支反力沿坐标方向的分量; T 为输入转矩; T_0 为相邻一跨传来的阻力转矩。



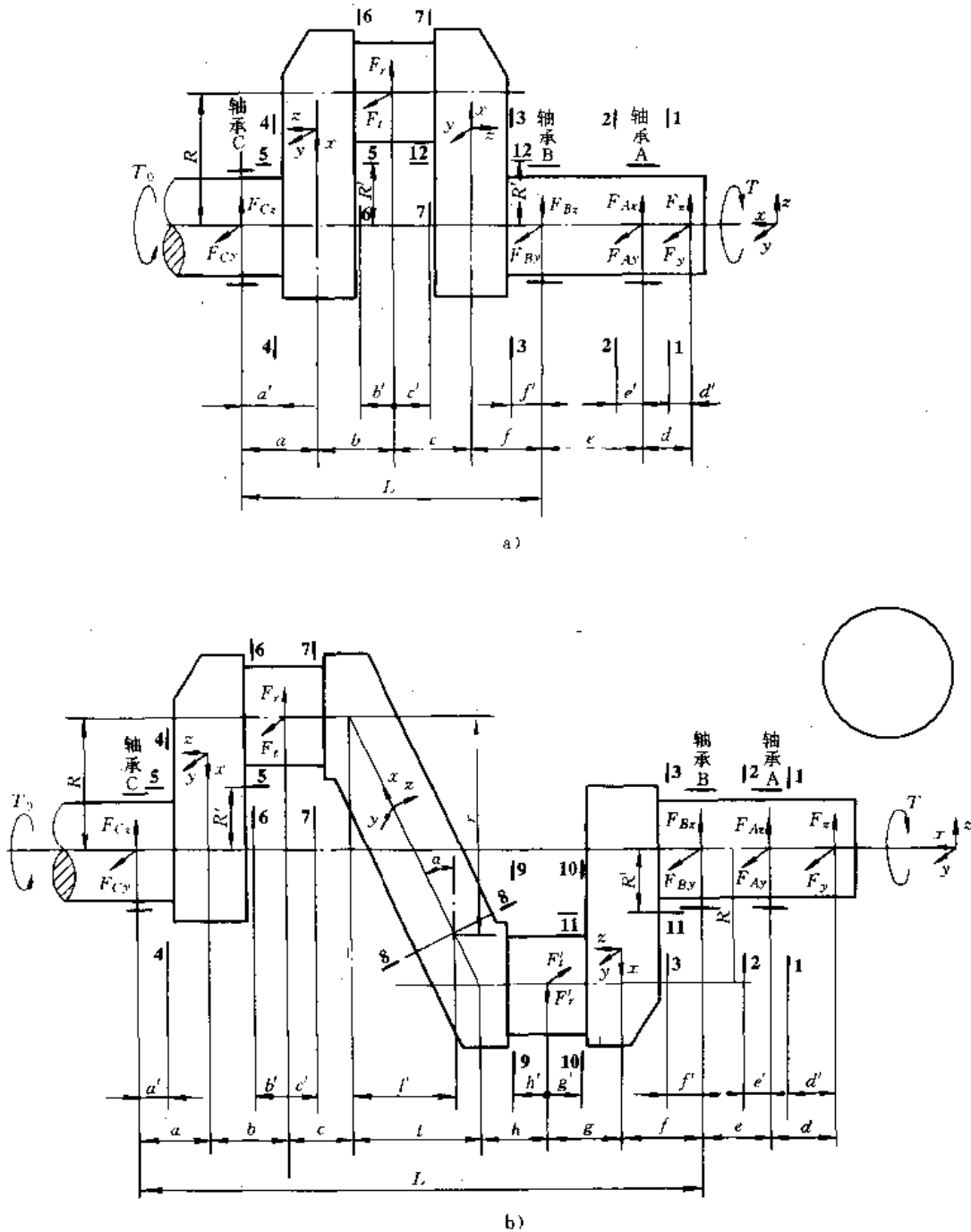


图 5-3-8 曲轴计算简图

a) 单拐轴 b) 双拐轴

由于轴承间隙的存在，假定连杆轴颈载荷只由轴承 B 和轴承 C 支承，轴前端载荷只由轴承 A 和轴承 C 支承，于是，可按静定梁计算各主轴承支反力，并进一步由平衡方程式解出曲轴各个截面上的弯矩、转矩和轴向力。支反力的计算式见表 5-3-4，各截面处的弯矩、转矩、轴向力的计算式见表 5-3-5。内力正、负号的规定见图 5-3-9。

由图 5-3-8 可看出，当 $l=0$ ，或角度 $\alpha=0$ 时，就是对称平衡式的情形；当 $e=0$ 时，就是只有一个端轴

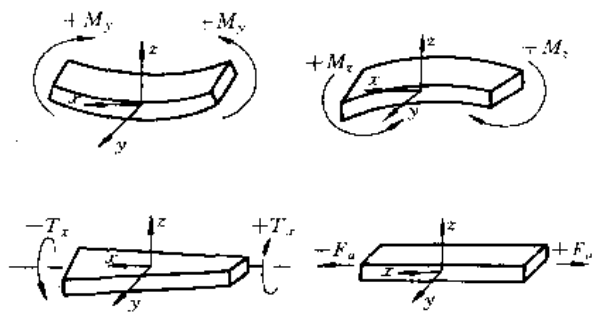


图 5-3-9 曲轴内力正负号的规定



表 5·3-4 支反力计算式

支反力	单拐轴计算式	双拐轴计算式
F_{Ax}	$-\frac{L+d+e}{L+e}F_x$	$-\frac{L+d+e}{L+e}F_x$
F_{Ay}	$-\frac{L+d+e}{L+e}F_y$	$-\frac{L+d+e}{L+e}F_y$
F_{Bx}	$-\frac{a+b}{L}F_x$	$\frac{L-f-g}{L}F_x - \frac{a+b}{L}F_x$
F_{By}	$-\frac{a+b}{L}F_y$	$\frac{L-f-g}{L}F_y - \frac{a+b}{L}F_y$
F_{rx}	$-\frac{c+f}{L}F_x + \frac{d}{L+e}F_x$	$\frac{f+g}{L}F_x - \frac{L-a-b}{L}F_x + \frac{d}{L+e}F_x$
F_{ry}	$-\frac{c+f}{L}F_y + \frac{d}{L+e}F_y$	$\frac{f+g}{L}F_y - \frac{L-a-b}{L}F_y + \frac{d}{L+e}F_y$
T_0	$T - RF_x$	$T - R(F_x + F_x)$

表 5·3-5 截面弯矩、转矩及轴向力计算式

截面号 i	绕 y 轴弯矩 M_{iy}	绕 z 轴弯矩 M_{iz}	绕 x 轴转矩 T_{ix}	轴向力 F_{xi}
1	$F_x d'$	$F_y d'$	T	—
2	$F_x(d+e') - F_{Ax}e'$	$F_y(d+e') + F_{Ay}e'$	T	—
3	$F_x(d+e+f') + F_{Ax}(e+f') + F_{Bx}f'$	$F_y(d+e+f') + F_{Ay}(e+f') + F_{By}f'$	T	—
4	$F_{Cx}a'$	$F_{Cy}a'$	T_0	—
5	$F_{Cx}a$	$-T_0 + F_{Cy}R'$	$F_{Cy}a$	$-F_{Cx}$
6	$F_{Cx}(a+b-b')$	$F_{Cy}(a+b-b')$	$T_0 - F_{Cy}R$	—
7	$F_{Cx}(a+b+c') + F_x c'$	$F_{Cy}(a+b+c') + F_y c'$	$T_0 - F_{Cy}R$	—
8	$F_{Cx}(a+b+c+l')$ $+ F_x(c+l')$	$F_{Cy} \left[\left(a+b+c + \frac{l}{2} \right) \sin \alpha + \frac{r-R}{\cos \alpha} \right] + F_y(c \sin \alpha + r/\cos \alpha) + T_0 \cos \alpha$	$-F_{Cy} \left(a+b+c + \frac{l}{2} \right) \cos \alpha - F_{Cx} \cos \alpha + T_0 \sin \alpha$	$(F_{Cx} + F_x) \cos \alpha$
9	$F_{Cx}(a+b+c+l+h-h')$ $+ F_x(c+l+h-h')$	$F_{Cy}(a+b+c+l+h-h') + F_y(c+l+h-h')$	$T_0 + F_{Cy}R + 2F_x R$	—
10	$F_{Cx}(a+b+c+l+h+g')$ $+ F_x(c+l+h+g') - F_x g'$	$F_{Cy}(a+b+c+l+h+g') + F_y(c+l+h+g') - F_y g'$	$T_0 + F_{Cy}R + 2F_x R$	—
11	$F_x(d+e+f) + F_{Ax}(e+f) + F_{Bx}f$	$-T + (F_y + F_{Ay} + F_{By})R'$	$F_y(d+e+f) + F_{Ay}(e+f) + F_{By}f$	$F_x + F_{Ax} + F_{Bx}$
12	$F_x(d+e+f) + F_{Ax}(e+f) + F_{Bx}f$	$T + (F_y + F_{Ay} + F_{By})R'$	$-F_y(d+e+f) - F_{Ay}(e+f) - F_{By}f$	$-F_x - F_{Ax} - F_{Bx}$



承,并且考虑轴前端载荷的情形;当作用力 $F=0$,就是轴前端载荷较小,可以略去,或者没有轴前端载荷的情形。

2.3 曲轴的强度校核

2.3.1 静强度校核

曲轴多是疲劳破坏,通常在易于发生疲劳裂纹处进行疲劳强度校核。但是在低速曲轴的设计计算中,为了简化计算,有时也采用静强度校核的方式,将曲轴所受载荷看成应力幅度等于最大应力的对称循环载荷,并略去应力集中系数和尺寸系数的影响,而代之以较大的安全系数,使复杂的疲劳强度校核具有静强度校核的简单形式。

静强度校核时,通常要校核轴颈和曲柄臂的如下截面:

- (1) 轴颈与曲柄臂连接处。
- (2) 轴颈开油孔处。

对于活塞式压缩机和往复泵曲轴,近似地取下述各旋转位置进行静强度校核:

- (1) 输入转矩为最大时。
 - (2) 综合活塞力绝对值最大时。
- 对低速柴油机曲轴,应在下列工况下校核:
- (1) 起动工况。
 - (2) 活塞处于上止点时。
 - (3) 曲拐的切向力最大时的位置。
 - (4) 各曲拐的总切向力为最大值时的位置。

被校核的曲拐,应取转矩为最大的一个。

轴颈和曲柄臂各截面的静强度校核按下式进行:

$$S_1 = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}} \geq [S_1] \quad (5.3-1)$$

式中 σ_{-1} ——曲轴材料弯曲疲劳极限 (Pa);

σ ——危险点上的正应力 (Pa);

τ ——危险点上的切应力 (Pa);

$[S_1]$ ——许用安全系数,推荐 $[S_1] = 3.5 \sim 5$ 。

在曲轴材料的组织均匀程度和力学性能稳定性较差,以及轴颈曲柄臂间过渡圆角较小和被校核截面处的表面粗糙度较差时,安全系数应取较大值。

被校核截面危险点应力的计算,对轴颈为

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_y^2 + M_z^2}}{W_y} \quad (5.3-2)$$

$$\tau = \frac{T_r}{W_x}$$

对于曲柄臂,情况较复杂。截面为矩形时,要校核:

- (1) 截面短轴端点。
- (2) 截面长轴端点。
- (3) 矩形角点。

当截面为椭圆形时,要校核:

- (1) 截面短轴端点。
- (2) 截面长轴端点。

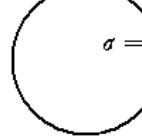
各点的应力按以下各式计算:

- (1) 截面短轴端点应力

$$\sigma = \frac{|M_y|}{W_y} + \frac{|F_a|}{A}$$

$$\tau = \frac{T_r}{W_x} \quad (5.3-3)$$

- (2) 截面长轴端点应力



$$\sigma = \frac{|M_z|}{W_z} + \frac{|F_a|}{A}$$

$$\tau = \gamma \frac{T_r}{W_x} \quad (5.3-4)$$

- (3) 矩形截面角点应力

$$\sigma = \frac{|M_y|}{W_y} + \frac{|M_z|}{W_z} + \frac{|F_a|}{A}$$

$$\tau = 0 \quad (5.3-5)$$

式中 W_x ——抗扭截面系数 (m^3);

W_y 、 W_z ——抗弯截面系数 (m^3);

A ——截面积 (m^2);

γ ——取决于截面形状的扭转应力比值系数。

椭圆形截面杆在纯扭转时的 γ 值可由下式取得:

$$\gamma = \frac{b}{h}$$

矩形截面杆在纯扭转时的 γ 值见表 5.3-6。

表 5.3-6 矩形截面杆纯扭转时的 γ 值

$m = \frac{h}{b}$	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	6.0	8.0	10.0
γ	1.000	0.858	0.796	0.753	0.745	0.743	0.743	0.743

注: b ——椭圆或矩形的短边长度 (mm); h ——椭圆或矩形的长边长度 (mm)。

2.3.2 疲劳强度校核

轴颈与曲柄臂间的过渡圆角处,由于应力集中大,是曲轴最易发生疲劳破坏的部位,因此需考虑应力集中系数和尺寸系数,进行疲劳强度校核。

疲劳强度的校核公式见式 (5.2-1)。其中 S_0 和 S_1 按下式确定:

这是公司制作请尊重版权



$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{\epsilon} - \sigma_m \psi_\sigma} \quad (5.3-6)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{\epsilon} + \tau_m \psi_\tau} \quad (5.3-7)$$

式中 σ_m 、 τ_m ——弯曲和扭转的平均应力 (Pa);
 σ_a 、 τ_a ——弯曲和扭转的应力幅 (Pa);
 σ_{-1} 、 τ_{-1} ——材料的弯曲和扭转疲劳极限 (Pa);
 K_σ 、 K_τ ——弯曲和扭转时曲轴的有效应力集中系数;
 ϵ ——曲轴的尺寸系数;
 ψ_σ 、 ψ_τ ——材料对应力循环不对称性的敏感系数。

大多数情况下,曲轴过渡圆角处疲劳强度的具体计算过程中,式(5.3-6)和式(5.3-7)分母中的第二项远小于第一项,故可略去。将简化后的式(5.3-6)和式(5.3-7)代入式(5.2-1)中得

$$S = \frac{\sigma_{-1}\epsilon}{\sqrt{(\sigma_a K_\sigma)^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 (\tau_a K_\tau)^2}} \geq [S] \quad (5.3-8)$$

推荐 $[S] = 1.5 \sim 3.0$

式(5.3-8)中的 σ_a 和 τ_a 按以下公式计算:

$$\sigma_a = \frac{M_{y\max} - M_{y\min}}{2W_y} \quad (5.3-9)$$

$$\tau_a = \frac{T_{x\max} - T_{x\min}}{2W_x} \quad (5.3-10)$$

式中 $M_{y\max}$ 、 $M_{y\min}$ ——曲轴旋转一周过程中,作用在曲柄过渡圆角所在截面处的最大和最小绕 y 轴弯矩 (N·m);

$T_{x\max}$ 、 $T_{x\min}$ ——曲轴旋转一周过程中,作用在轴颈过渡圆角所在截面处的最大和最小绕 x 轴转矩 (N·m);

W_y ——曲柄抗弯截面系数 (m^3);

W_x ——轴颈抗扭截面系数 (m^3)。

一般简化计算,可近似地在被校核的一拐上的法向力 F_r 为最大和最小时,计算 $M_{y\max}$ 和 $M_{y\min}$; 在输入转矩 T_r 为最大和最小时,计算 $T_{x\max}$ 和 $T_{x\min}$ 。

式(5.3-8)中的 K_σ 、 K_τ 、 ϵ 可分别从图 5.3-10、图 5.3-11 和图 5.3-12 中查取。图中给出的是 $(K_\sigma)_D$ 和 $(K_\tau)_D$, 它们与 K_σ 和 K_τ 有如下关系: $K_\sigma = (K_\sigma)_D \epsilon$, $K_\tau = (K_\tau)_D \epsilon$ 。

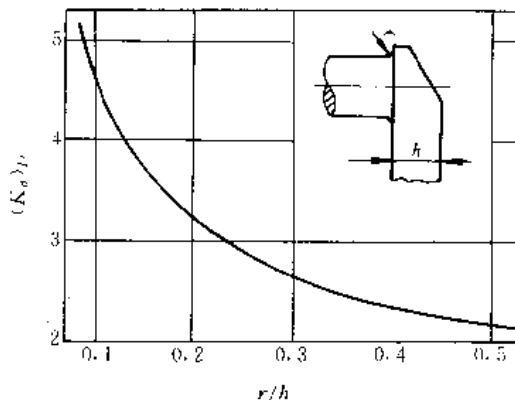


图 5.3-10 曲柄臂弯曲有效应力集中系数

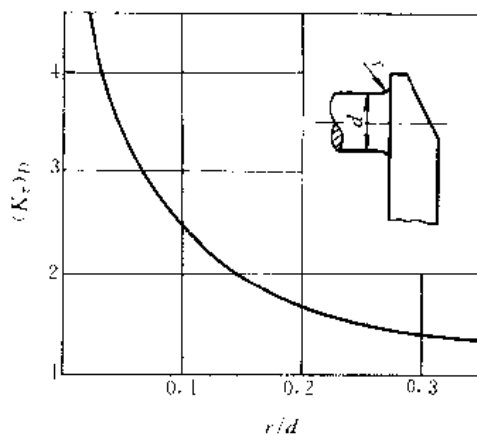


图 5.3-11 轴颈扭转有效应力集中系数

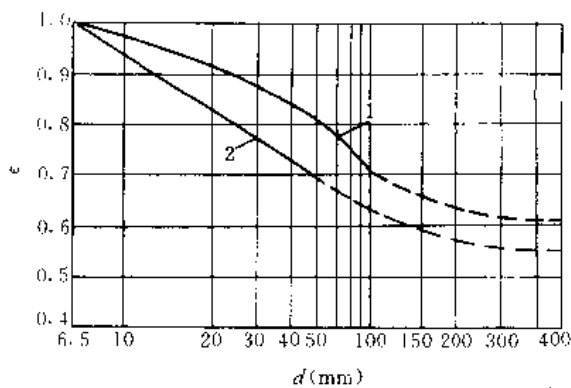


图 5.3-12 尺寸系数
1—碳钢 2—合金钢

2.4 曲轴强度计算举例

【例 5.3-1】 图 5.3-13 为名义活塞力为 $3.2 \times 10^6 \text{N}$ 的六列对称平衡式压缩机曲轴靠近电机的一跨。其中靠近轴承 B 的一拐布置 I 级气缸, 靠近轴承 C 的一拐布置 IV 级、V 级气缸。曲轴材料是 40 优质碳素钢。为安全计, 取 $\sigma_{-1} = 250 \text{MPa}$, $\tau_{-1} = 150 \text{MPa}$ 。结构尺寸见图 5.3-13。强度校核时所需的几个特殊旋转位置的法向力 F_r 、 F_r' , 切向力 F_t 、 F_t' 和输入转矩 T 已由有关动力计算得出, 表 5.3-7 列出的特殊旋转位置是根据



I级气缸所在曲拐确定的,现要求根据表 5-3-7中所列的特殊 旋转位置的受力情况,对该跨曲轴进行强度校核。

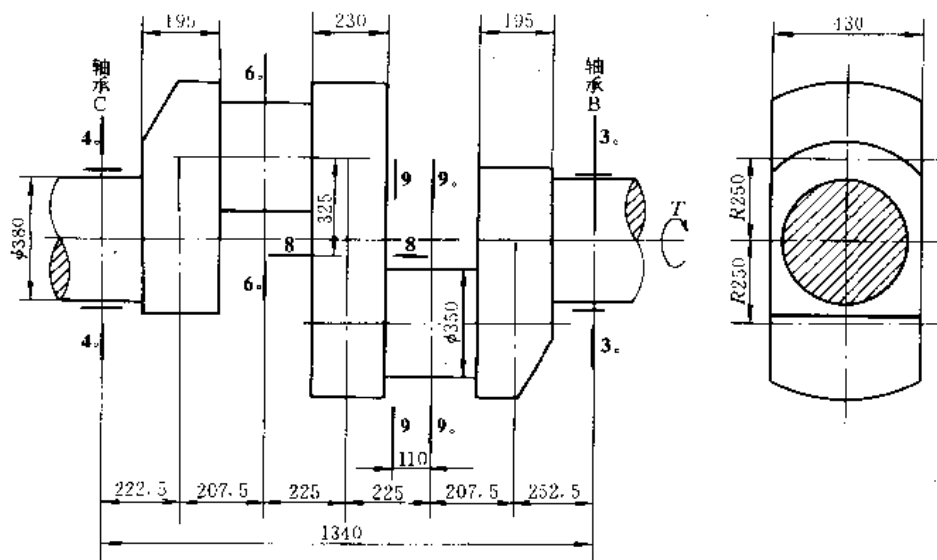


图 5-3-13 曲轴结构尺寸图

表 5-3-7 曲轴所受外力

序号	曲轴旋转位置特点	曲柄臂转角 α (°)	I 级列		IV 级、VI 级列		T (N·m)
			$F'_r = F_r$ (N)	$F'_t = F_t$ (N)	$F_r = F_{r3-6}$ (N)	$F_t = F_{t3-6}$ (N)	
1	I 级列综合活塞力绝对值最大时	290	-41200	285000	-33200	256000	187500
2	输入转矩最大时	160	-106000	30000	-108000	30600	216000
3	输入转矩最小时	70	26400	183000	15600	108000	78300
4	I 级列法向力最大时	30	193000	142000	122000	89500	125000
5	I 级列法向力最小时	170	-107000	14700	-109000	15000	213000

解 校核靠近轴承 B 的一拐。

(1) 受力分析

1) 根据图 5-3-13 所示的尺寸和表 5-3-7 中给出的数据,按表 5-3-4 中所列的公式计算支反力,计算结果列于表 5-3-8。

2) 按照强度计算的要求,由图 5-3-13 所示的尺寸和表 5-3-7、表 5-3-8 中给出的数据,按表 5-3-5 中所列的计算式,计算曲轴在各个特殊旋转位置时有关截面上的弯矩、转矩和轴向力。计算结果列于表 5-3-9。

(2) 强度计算

1) 静强度计算以 9-9 截面和 8-8 截面为例,计算结果见表 5-3-10。

2) 疲劳强度计算以 9-9 截面和 8-8 截面处的过渡圆角为例,过渡圆角半径为 20mm,计算结果见表 5-3-11。

计算所得的安全系数均大于许用安全系数,故曲轴强度满足要求。

按以上简化计算方法计算出的曲轴危险截面应力要比精确计算结果高约 20%。对于重要曲轴,可采用连续梁法^[9]进行精确的强度计算。

表 5-3-8 曲轴所受的支反力

序号	曲轴旋转位置特点	曲柄臂转角 (°)	F_{Bx} (N)	F_{By} (N)	F_{Cx} (N)	F_{Cy} (N)	T_0 (N·m)
1	I 级列综合活塞力绝对值最大时	290	-16400	-105000	8400	76500	-52000
2	输入转矩最大时	160	-35100	-9900	37100	10500	-199500
3	输入转矩最小时	70	12300	-85300	-1600	10500	-5500
4	I 级列法向力最大时	30	87300	-64300	-16800	12200	-67000
5	I 级列法向力最小时	170	-35200	-4850	37300	5150	-205600



表 5-3-9 曲轴内力

序号	曲轴旋转位置特点	曲柄臂转角 α (°)	曲轴截面 $i-i$	绕 y 轴弯矩 M_{iy} (N·m)	绕 z 轴弯矩 M_{iz} (N·m)	绕 x 轴转矩 T_{ix} (N·m)	轴向力 F_{ax} (N)
静强度计算用	I 级列综合活塞力绝对值最大时	290	9-9	-4800	-28100	-161000	—
			8-8	-2200	-130000	7800	-24800
疲劳强度计算用	输入转矩最大时	160	9-9	-8100	-2300	-212200	—
			8-8	0	-209000	50	-70900
	输入转矩最小时	160	9-9	—	—	-212200	—
	I 级列法向力最大时	30	9-9	—	—	-56900	—
			8-8	16400	—	—	—
I 级列法向最小时	170	8-8	-100	—	—	—	

表 5-3-10 静强度计算结果

序号	曲轴旋转位置特点	曲柄臂转角 α (°)	曲轴截面 $i-i$	危险点	安全系数 S_i				许用安全系数 $[S_i]$	是否安全
1	I 级列综合活塞力绝对值最大	290	9-9		6.5				4.5	安全
			8-8	短轴端点		84			5	安全
				长轴端点		13.4		5	安全	
				矩形角点			13.2	5	安全	
2	输入转矩最大	160	9-9		5.1			4.5	安全	
			8-8	短轴端点		345		5	安全	
				长轴端点		8.3		5	安全	
			矩形角点			8.3	5	安全		
计算公式					式(5-3-1) 式(5-3-2)	式(5-3-1) 式(5-3-3)	式(5-3-1) 式(5-3-4)	式(5-3-1) 式(5-3-5)		

表 5-3-11 疲劳强度计算结果

序号	曲轴旋转位置特点	曲柄臂转角 α (°)	曲轴截面 $i-i$	τ_a (MPa)	σ_a (MPa)	ϵ	K_f	K'_f	安全系数 S	许用安全系数 $[S]$	是否安全
2	输入转矩最大	160	9-9	9.0		0.6	3.5	5.9	4.07	2.5	安全
3	输入转矩最小	70									
4	I 级列法向力最大	30	8-8		2.17			5.9			
5	I 级列法向力最小	170									
计算公式				式(5-3-10)	式(5-3-9)	图 5-3-12	图 5-3-11 图 5-3-12	图 5-3-10 图 5-3-12	式(5-3-8)		



2.5 提高曲轴强度的措施

提高曲轴的疲劳强度，主要在于降低曲轴应力集中区的应力集中系数及提高该处材料的疲劳强度，它可通过改进曲轴的几何形状和采用局部强化工艺来达到。

2.5.1 结构措施

1. 加大轴颈重叠度 增大轴颈重叠度，可显著提高曲轴的疲劳强度，曲柄臂越薄越窄时，效果越明显。

采用短行程是增加重叠度的有效方法，它比通过加大主轴颈来增加重叠度的作用大。

2. 加大过渡圆角 过渡圆角的尺寸、形状、材料组织、表面加工质量和粗糙度对曲轴应力集中的影响十分明显。增大过渡圆角半径 R ，可有效地减小圆角处的应力集中效应；但随着 R 的增大，轴颈有效承压长度缩短。为了能在增大 R 的同时，保证轴颈的有效承压长度，可采用图 5-3-7 过渡圆角形式。

3. 采用空心轴颈 若以提高曲轴弯曲强度为主要目标，则采用主轴颈为空心的半空心结构即可。若同时减轻曲轴的质量和减小连杆轴颈的离心力，以降低主轴承载荷，宜采用全空心结构，并将连杆轴颈内孔向外侧偏离。

4. 卸载槽 卸载槽有连杆轴颈圆角卸载槽和主轴颈圆角卸载槽，见图 5-3-14。

卸载槽的主要参数有边距 l 、槽深 δ 、槽根圆角半

径 ρ 以及张开角 φ 。卸载作用随着卸载槽边距 l 和槽根圆角半径 ρ 的减小，以及槽深 δ 的增大而增加。但是当 $l < r$ 、 $\rho < r$ 时，卸载槽根应力可能会超过过渡圆角应力，从而使曲轴的危险点转移至卸载槽根部，因此应使 $\rho > r$ 、 $l > r$ 。

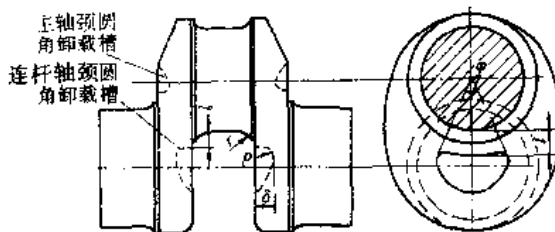


图 5-3-14 卸载槽

另外，连杆轴颈圆角卸载槽使该圆角应力降低的同时却使相邻主轴颈圆角应力增加；同样，主轴颈圆角卸载槽使主轴颈圆角应力减小的同时也使相邻连杆轴颈圆角应力增加。因此，槽深 δ 不宜过深。一般取： $l = (1 \sim 1.5)r$ ； $\delta = (0.3 \sim 0.5)h$ ； $\rho \geq r$ ； $\varphi = 50^\circ \sim 70^\circ$ 。

卸载槽一般与空心结构结合使用。

2.5.2 工艺措施

对曲轴进行局部强化以提高疲劳强度的典型工艺措施主要有三种，即：圆角滚压加工、软氮化处理和圆角中、高频淬火。另外氮化处理在内燃机曲轴上应用较多。氮化后再加滚压的工艺也已有采用。三种主要强化工艺措施的特征和机理见表 5-3-12。

表 5-3-12 曲轴的典型强化法

强化方法	圆角滚压加工	软氮化处理	圆角中、高频淬火
强化机理	由塑性加工产生加工硬化和残余压应力	使碳、氮原子溶于铁而产生固溶强化和产生残余压应力	马氏体 (M) 转变硬化产生残余压应力
成本	低	高	低
自动化加工的可能性	高	困难	高
特点	1. 冷加工、不需加热而节能 2. 处理时间短 3. 不能提高耐磨性	1. 轴承滑动部位也可强化 2. 可提高耐磨性 3. 处理时间长 4. 稍有变形	可以局部淬火，轴承滑动部位也可强化
提高曲轴疲劳强度的效果	钢曲轴 20%~70%；珠光体球铁曲轴 50%~90%	碳钢曲轴 60%~80%；低合金钢曲轴 50%~90%；球铁曲轴 50%~70%	钢或球铁曲轴 30%~100%
备注	广泛应用于各类中、小型曲轴	国内应用很广。氮化层极薄，氮化后不能进行磨削加工。	一般只对圆角进行淬火。主要应用于中、小型柴油机曲轴



第4章 软 轴^[18]

1 软轴的类型和用途

软轴是一种可以自由弯曲的轴,有钢丝绕线式、联轴器式和钢丝弹簧式等3种,见图5-4-1。最常用的钢丝绕线式软轴,通常称为钢丝软轴,或简称软轴。

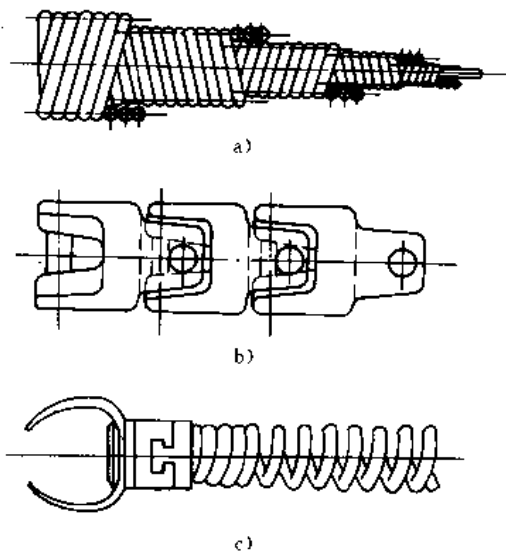


图5-4-1 软轴的类型
a) 钢丝绕线式软轴 b) 联轴器式软轴
c) 钢丝弹簧式软轴

软轴用于两传动件轴线不在同一直线上,或工作时彼此要求有相对运动的空间传动;钢丝绕线式软轴还适用于受连续振动的场合以缓和冲击。

软轴安装简便,结构紧凑,工作适应性较强,多用于高转速、小转矩的传动。软轴工作中弯曲半径小时,效率较低;当转速低、载荷大时,从动端转速往往不均匀;又软轴的扭转刚度不易保证。

软轴传递功率范围一般不超过5.5kW,转速可达20000r/min。以下主要介绍钢丝软轴。

2 软轴的结构型式和规格

软轴通常由钢丝软轴、软管、软轴接头和软管接头等几部分组成。按照用途不同,软轴有功率型(G型)和控制型(K型)两种。功率型软轴很多还包括防逆转装置,以保证单向传动。

2.1 钢丝软轴

钢丝软轴由几层弹簧钢丝紧绕在一起构成。每层又由若干根钢丝组成。相邻钢丝层的缠绕方向相反,见图5-4-2。软轴传递转矩时,相邻两层钢丝中的一层趋于绕紧,而另一层趋于旋松,使各层钢丝相互压紧。轴的旋转方向,应使表层钢丝趋于绕紧才为合理。按照外层钢丝绕向不同,钢丝软轴有左旋和右旋两种。功率型钢丝软轴的外层钢丝直径较大,耐磨性较好,有的还不带芯棒,因而挠性较好。控制型钢丝软轴都有芯棒,钢丝层数和每层钢丝的根数较多,扭转刚度较大。常用钢丝软轴的规格见表5-4-1。

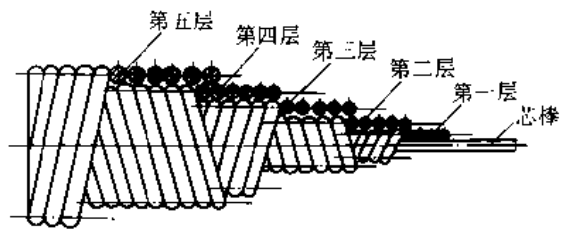


图5-4-2 钢丝软轴的结构

表5-4-1 钢丝软轴的直径规格 (mm)

型别	功率型(G型)							控制型(K型)					
	10	13	16	19	22	25	30	3.3	4	5	6	6.5	8
公称尺寸	10	13	16	19	22	25	30	3.3	4	5	6	6.5	8
许用偏差	±0.1	±0.15	±0.15	±0.2	±0.3	±0.3	±0.3	±0.08	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1

注: 1. 外层钢丝一般为左旋,如需要可制成右旋。
2. 长度可按需要与制造厂商定。

2.2 软管

软管用来保护钢丝软轴,以免与外界的机件接触,

并保存润滑剂和防止尘垢侵入;工作时软管还起支承作用,使软轴便于操作。常用的软管结构型式见表5-4-2。软管选配尺寸见表5-4-3。



表 5-4-2 常用的软管结构型式

结构简图	说 明
	由镀锌低碳钢带卷成，钢带镶口内填以石棉绳或棉纱绳。结构简单，质量轻，外径小；强度、耐磨性和密封性较差
	在上一种软管内面衬以弹簧钢带卷成的衬簧，外面包以橡胶保护层。耐磨性和密封性较好
	由弹簧钢带卷成，外面依次包上耐油胶布、棉纱、钢丝编织层和耐磨橡胶。强度、挠性、耐磨性和密封性均较好
	由两层成型钢带卷成。挠性好，密封性较差。多用于控制型软轴

注：1—成型钢带；2—密封；3—衬簧；4—橡胶层；5—耐油橡胶帆布；6—棉纱编织层；7—钢丝编织层。

表 5-4-3 软轴和软管的选配尺寸 (mm)

钢丝软轴直径	3.3	4	5	6	8	10	13	16	19	22
软管直径	5.5	6	8	9	12	16	20	24	28	32

4-3. 为便于软轴拆卸检查和润滑，应使软轴接头一端的外径小于软管和软管接头的内直径。

2.3 软轴接头

软轴接头用以联接动力输出轴及工作部件，其联接有固定和滑动两种方式。固定式多用于软轴较短，或工作中弯曲半径变化不大的场合；当软轴工作中的弯曲半径较小时，容易磨损。滑动式允许钢丝软轴在软管内有较大的窜动，因而能补偿软管弯曲时的长度变化；但弯曲半径不能过小以防止接头滑出。常用软轴接头的结构型式见表 5-4-4。接头与轴端联接方式见图 5-4-3。

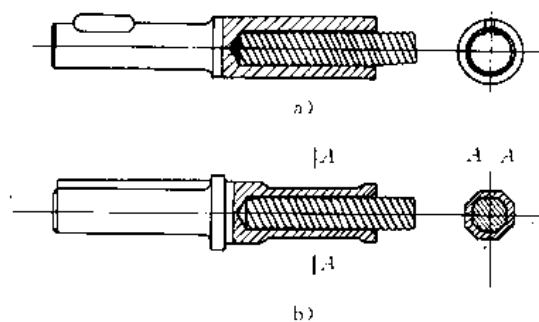


图 5-4-3 软轴接头与钢丝软轴的联接方式

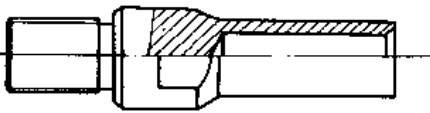
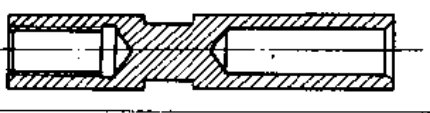
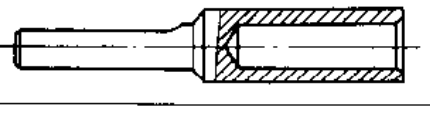
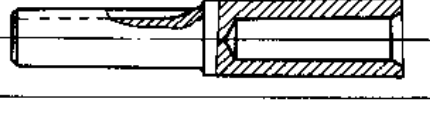
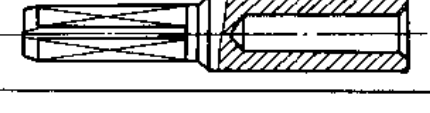
a) 焊接 b) 铁压联接

表 5-4-4 常用的软轴接头结构型式

结构简图	说 明
	用于紧定螺钉联接，装拆方便



(续)

	结构简图	说明
固定式		用于外螺纹联接, 简单可靠, 装拆较费时
		用于内螺纹联接, 特点同外螺纹联接
滑动式		用鸭舌形插头联接, 制造容易, 装拆方便
		用键联接, 能传递较大转矩
		用方形插头联接, 制造容易

2.4 软管接头

软管接头用以联接传动装置及工作部件的机体,

有时也是软轴接头的轴承座。软管与软管接头常用联接方式见图 5.4-4, 其中除锥套式外, 都不可拆。

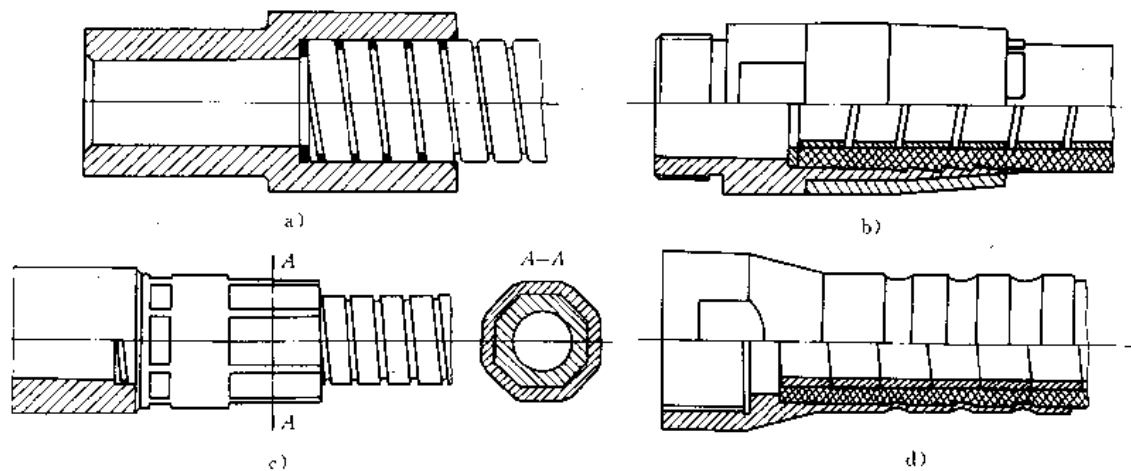


图 5.4-4 软管和软管接头的联接方式

a) 焊接 b) 锥套联接 c) 锻压联接 d) 深压联接

3 软轴的选择和使用

软轴尺寸, 应根据所需传递的转矩、转速、旋转方向、工作中的弯曲半径, 以及传递距离等使用要求选择。

软轴在额定转速下所能传递的最大转矩, 见表 5.4-5。低于额定转速时, 软轴按恒转矩传递动力, 高于额定转速时, 软轴按恒功率传递动力。软轴的最高转速见表 5.4-5。

软轴直径可按下式从表 5.4-5 中选定:

$$T_0 \geq T \frac{k_1 k_2 k_3 n}{\eta n_0} \quad (5.4-1)$$

式中 T_0 ——软轴能传递的最大转矩 (N·m), 其值见表 5.4-5;

n_0 ——额定转速, 即与表中 T_0 相应的转速 (r/min);

T ——软轴从动端所需传递的转矩 (N·m);

n ——软轴的工作转速 (r/min), 当 $n < n_0$ 时,



用 n_0 代入;

k_1 ——过载系数;当短时最大扭矩小于软轴无弯曲时所能传递的最大转矩时, $k_1=1$;当大于此值时, k_1 可取与此值的比值;

k_2 ——软轴转向系数;当旋转时,软轴外层钢丝趋于绕紧, $k_2=1$;如趋于旋松则 $k_2 \approx 1.5$;

k_3 ——软轴支承情况系数;当钢丝软轴在软管内,其支承跨距与软轴直径之比小于50时, $k_3 \approx 1$,当比值大于150时, $k_3 \approx 1.25$;

η ——软轴传动的效率,通常 $\eta=1 \sim 0.7$;当软轴无弯曲工作时, $\eta \approx 1$,弯曲半径越小,弯曲段越多, η 值越近下限。

表 5-4-5 软轴在额定转速 n_0 时能传递的最大转矩 T_0

钢丝软轴直径 (mm)	工作中的弯曲半径 (mm)										额定转速 n_0 (r/min)	最高转速 n_{max} (r/min)
	∞	1000	750	600	450	350	250	200	150	120		
	T_0 (N·m)											
6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.0	0.8	0.6	0.5	0.4	0.3	3200	13000
8	2.4	2.2	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	0.9	0.6	—	2500	10000
10	4	3.6	3.3	3.0	2.6	2.3	1.9	1.5	—	—	2100	8000
13	7	6	5.2	4.6	4.0	3.4	2.8	—	—	—	1750	6000
16	13	12	10	8	6	4.5	—	—	—	—	1350	4000
19	20	17	14	11	8	5.5	—	—	—	—	1150	3000
25	33	26	19	13	9	—	—	—	—	—	950	2000
30	50	38	25	16	10	—	—	—	—	—	800	1600

软轴通常用在传动系统中转速较高的一级,并使其工作转速尽可能接近额定转速。传动的长度,一般是几米到十几米;如更长时,建议只在弯曲处采用软轴。

使用软轴时应注意:

(1) 钢丝软轴必须定期涂润滑脂。润滑脂品种按工作温度选择。软管应定期清洗。

(2) 切勿把控制型软轴与功率型软轴相互替代,因两者特性显著不同。

(3) 在运输和安装过程中,不得使软轴的弯曲半径小于允许最小半径(一般为钢丝软轴直径的15~20倍)。运转时应尽可能使软管夹定位置,并使其在靠近接头部分伸直。

(4) 钢丝软轴和软管要分别与接头牢固联接。当工作中弯曲半径变化较大时,应使钢丝软轴或软管的接头有一端可以滑动,以补偿软轴弯曲时的长度变化。

参考文献

[1] 中国大百科全书·机械工程卷.北京:中国大百科全书出版社,1987

[2] 机械设计手册联合编写组编.机械设计手册.第2版(修订).北京:化学工业出版社,1987

[3] (苏)谢联先主编,汪一麟等译.机械零件的承载能力和强度计算.北京:机械工业出版社,1984

[4] 邱宣怀主编.机械设计.第3版.北京:高等教育出版社,1989

[5] 余俊,全永昕,余梦生,张英会主编.机械设计.第2版.北京:高等教育出版社,1986

[6] 中国人民解放军海军装备技术部编.中国人民解放军海军舰船建造规范:轮机部分.1980

[7] Oberg E, Jones F D, Horton H L. Machinery's Handbook. 22nd ed. New York: Industrial Press INC, 1984

[8] Shigley J E, Mischke C R. Mechanical Engineering Design. 5th ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1989

[9] Shigley J E, Mischke C R. Standard Handbook of Machine Design. New York: McGraw-Hill Book Company, 1986

[10] Parmley R O. Mechanical Components Handbook. New York: McGraw-Hill Book Company, 1985



- [11] Beitz W, Küttner K H. Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 14 ed. Berlin: Springer-Verlag, 1981
- [12] 技術動向シリーズ特許廳編. 特許かちみた機械要素便覧: 軸・軸受・ばね・緩衝. 東京: 社團法人發明協會, 1981
- [13] 機械工学ポケットブック編纂委員會編. 機械工学ポケットブック. 東京: オーム社, 1982
- [14] 活塞式压缩机设计编写组編. 活塞式压缩机设计. 北京: 机械工业出版社, 1974
- [15] (苏) 奥林, 克鲁戈诺夫著. 罗远荣译. 内燃机: 活塞式及复合式发动机的结构设计与强度计算. 北京: 机械工业出版社, 1989
- [16] 往复泵设计编写组編. 往复泵设计. 北京: 机械工业出版社, 1987
- [17] 柴油机设计手册编辑委员会編. 柴油机设计手册. 北京: 中国农业机械出版社, 1984
- [18] Elliott B W. Flexible Shafts. Engineering Materials and Design. 1975, 19(12)

