

K_a 。

K_a 的值可用详尽的算法计算^[37]。对一般不需作精确计算的直齿轮和 $\beta \leq 30^\circ$ 的斜齿圆柱齿轮传动可查表 10-3。

表 10-3 齿间载荷分配系数 K_{Ha} 、 K_{Fa}

$K_A F_t/b$		$\geq 100 \text{ N/mm}$				$< 100 \text{ N/mm}$
精度等级 II 组		5	6	7	8	5 级及更低
经表面硬化的 直齿轮	K_{Ha}	1.0		1.1	1.2	≥ 1.2
	K_{Fa}					≥ 1.2
经表面硬化的 的斜齿轮	K_{Ha}	1.0	1.1	1.2	1.4	≥ 1.4
	K_{Fa}					
未经表面硬化的 直齿轮	K_{Ha}	1.0			1.1	≥ 1.2
	K_{Fa}					≥ 1.2
未经表面硬化的 的斜齿轮	K_{Ha}	1.0		1.1	1.2	≥ 1.4
	K_{Fa}					

注:1) 对修形齿轮,取 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1.0$ 。

2) 如大、小齿轮精度等级不同时,按精度等级较低者取值。

3) K_{Ha} 为按齿面接触疲劳强度计算时用的齿间载荷分配系数, K_{Fa} 为按齿根弯曲疲劳强度计算时用的齿间载荷分配系数。

4. 齿向载荷分布系数 K_β

如图 10-10 所示,当轴承相对于齿轮作不对称配置时,受载前,轴无弯曲变形,轮齿啮合正常,两个节圆柱恰好相切;受载后,轴产生弯曲变形(图 10-11a),轴上的齿轮也就随之偏斜,这就使作用在齿面上的载荷沿接触线分布不均匀(图 10-11b)。当然,轴的扭转变形,轴承、支座的变形以及制造、装配的误差等也是使齿面上载荷分布不均的因素。

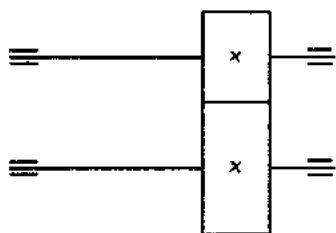


图 10-10 轴承作不对称配置

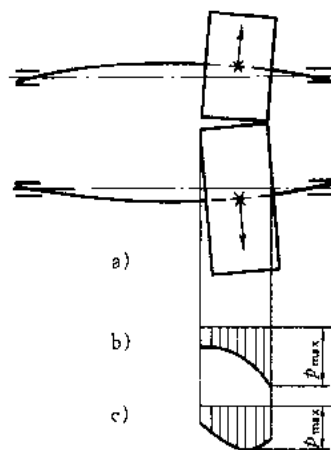


图 10-11 轮齿所受的载荷分布不均

计算轮齿强度时,为了计及齿面上载荷沿接触线分布不均的现象,通常以系数 K_β 来表征齿面上载荷分布不均的程度对轮齿强度的影响。

为了改善载荷沿接触线分布不均的程度,可以采取增大轴、轴承及支座的刚度,对称地配置轴承,以及适当地限制轮齿的宽度等措施。同时应尽可能避免齿轮作悬臂布置(即两个支承皆在齿轮的一

边)。这对高速、重载(如航空发动机)的齿轮传动应更加重视。

除上述一般措施外,也可把一个齿轮的轮齿做成鼓形(图 10-12)。当轴产生弯曲变形而导致齿轮偏斜时,鼓形齿齿面上载荷分布的状态如图 10-11c 所示。显然,这对于载荷偏于轮齿一端的现象大有改善。

由于小齿轮轴的弯曲及扭转变形,改变了轮齿沿齿宽的正常啮合位置,因而相应于轴的这些变形量,沿小齿轮齿宽对轮齿作适当的修形,可以大大改善载荷沿接触线分布不均的现象。这种沿齿宽对轮齿进行修形,多用于圆柱斜齿轮及人字齿轮传动,故通常即称其为轮齿的螺旋角修形。

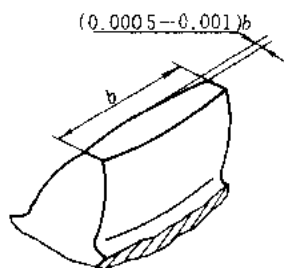


图 10-12 鼓形齿

齿向载荷分布系数 K_{β} 可分为 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 。其中 $K_{H\beta}$ 为按齿面接触疲劳强度计算时所用的系数,而 $K_{F\beta}$ 为按齿根弯曲疲劳强度计算时所用的系数。表 10-4 给出了用于计算圆柱齿轮(包括直齿及斜齿)的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 的公式,可根据齿轮在轴上的支承情况、齿轮的精度等级、齿宽 b (单位为 mm)与齿宽系数 ϕ_d 按表 10-4 中给出的公式计算该齿轮的 $K_{H\beta}$ 值。

表 10-4 接触疲劳强度计算用齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 的简化计算公式

	精度等级	小齿轮相对支承的布置		$K_{H\beta}$
		对称	非对称	
调质齿轮	6	对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.11 + 0.18\phi_d^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.11 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.11 + 0.18(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$
	7	对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$
硬齿面齿轮	5	对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.15 + 0.18\phi_d^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.15 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.15 + 0.18(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26\phi_d^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$
	6	对称	非对称	$K_{H\beta} = 0.99 + 0.31\phi_d^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 0.99 + 0.31(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 0.99 + 0.31(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26\phi_d^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$
	6	对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.0 + 0.31\phi_d^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.0 + 0.31(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.0 + 0.31(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.0 + 0.31\phi_d^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.0 + 0.31(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$
		对称	非对称	$K_{H\beta} = 1.0 + 0.31(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$

注: 1) 表中所列公式适用于装配时经过检验调整或对研跑合的齿轮传动(不作检验调整时用的公式见 GB/T 3480—1997)。

2) b 为齿宽的数值。

齿轮的 $K_{F\beta}$ 可根据其 $K_{H\beta}$ 之值、齿宽 b 与齿高 h 之比值 b/h 从图 10-13 中查得。

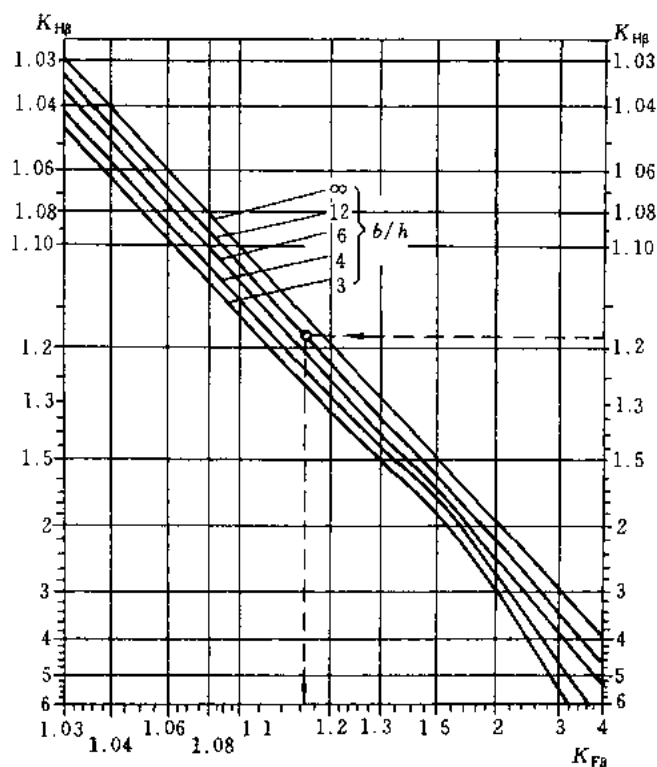


图 10-13 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$

§ 10-5 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

(一) 轮齿的受力分析

进行齿轮传动的强度计算时,首先要知道轮齿上所受的力,这就需要对齿轮传动作受力分析。当然,对齿轮传动进行力分析也是计算安装齿轮的轴及轴承时所必须的。

齿轮传动一般均加以润滑,啮合轮齿间的摩擦力通常很小,计算轮齿受力时,可不予考虑。

沿啮合线作用在齿面上的法向载荷 F_n 垂直于齿面,为了计算方便,将法向载荷 F_n (单位为 N) 在节点 P 处分解为两个相互垂直的分力,即圆周力 F_t 与径向力 F_r (单位均为 N),如图 10-14 所示。由此得

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T_1/d_1 \\ F_r &= F_t \tan \alpha \\ F_n &= F_t / \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (10-3)$$

式中: T_1 ——小齿轮传递的转矩,单位为 $N \cdot mm$;

d_1 ——小齿轮的节圆直径,对标准齿轮即为分度圆直径,单位为 mm ;

α ——啮合角,对标准齿轮, $\alpha = 20^\circ$ 。

以上分析的是主动轮轮齿上的力,从动轮轮齿上的各力分别与其大小相等、方向相反。

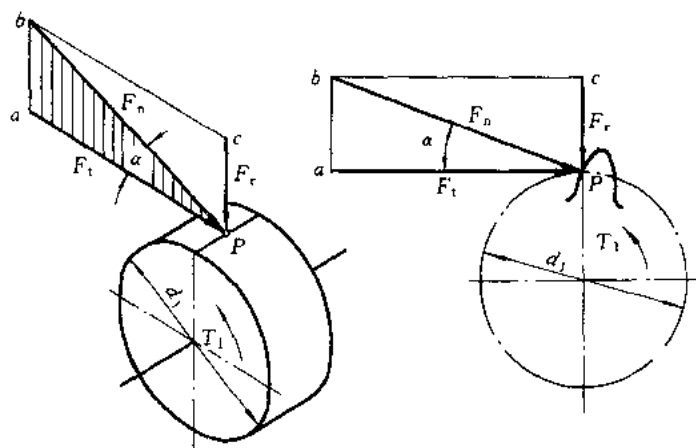


图 10-14 直齿圆柱齿轮轮齿的受力分析

(二) 齿根弯曲疲劳强度计算

轮齿在受载时,齿根所受的弯矩最大,因此齿根处的弯曲疲劳强度最弱。当轮齿在齿顶处啮合时,处于双对齿啮合区,此时弯矩的力臂虽然最大,但力并不是最大,因此弯矩并不是最大。根据分析,齿根所受的最大弯矩发生在轮齿啮合点位于单对齿啮合区最高点时。因此,齿根弯曲强度也应按载荷作用于单对齿啮合区最高点来计算。由于这种算法比较复杂,通常只用于高精度的齿轮传动(如 6 级精度以上的齿轮传动)。

对于制造精度较低的齿轮传动(如 7、8、9 级精度),由于制造误差大,实际上多由在齿顶处啮合的轮齿分担较多的载荷,为便于计算,通常按全部载荷作用于齿顶来计算齿根的弯曲强度。当然,采用这样的算法,轮齿的弯曲强度比较富裕。

下面仅介绍中等精度齿轮传动的弯曲强度计算。高精度齿轮传动的弯曲强度计算方法可参阅[37]。

图 10-15 所示为单位齿宽的轮齿在齿顶啮合时的受载情况。图 10-16 所示为齿顶受载时,轮齿根部的应力图。

在齿根危险截面 \$AB\$ 处的压应力 \$\sigma_c\$ 仅为弯曲应力 \$\sigma_F\$ 的百分之几,故可忽略,仅按水平分力 \$p_{ca} \cos \gamma\$ 所产生的弯矩进行弯曲强度计算。

如图 10-16 所示,假设轮齿为一悬臂梁^①,则单位齿宽(\$b=1\$)时齿根危险截面的弯曲应力为

$$\sigma_{F0} = \frac{M}{W} = \frac{p_{ca} \cos \gamma \cdot h}{\frac{1 \times S^2}{6}} = \frac{6 p_{ca} \cos \gamma \cdot h}{S^2}$$

取 \$h = K_h m\$, \$S = K_S m\$, 并将式(10-1)及式(10-3)代入上式,对直齿圆柱齿轮,齿面上的接触线长 \$L\$ 即为齿宽 \$b\$ (mm),得

$$\sigma_{F0} = \frac{6 K F_t \cos \gamma \cdot K_h m}{b \cos \alpha \cdot (K_S m)^2} = \frac{K F_t}{b m} \cdot \frac{6 K_h \cos \gamma}{K_S^2 \cos \alpha}$$

^① 抛弃视轮齿为悬臂梁的假设,按实际齿形计算齿根应力的方法见[39]。

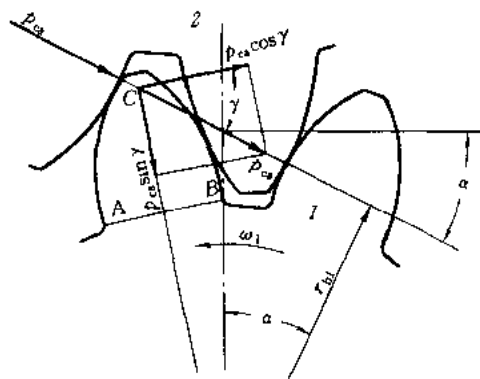


图 10-15 齿顶啮合受载

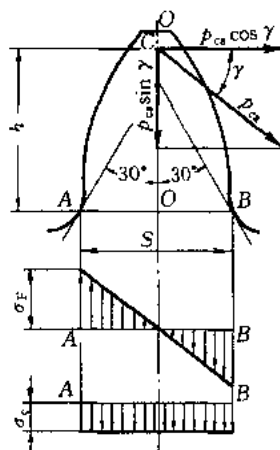


图 10-16 齿根应力图

令

$$Y_{Fa} = \frac{6K_h \cos \gamma}{K_S^2 \cos \alpha}$$

Y_{Fa} 是一个量纲为一的系数,只与轮齿的齿廓形状有关,而与齿的大小(模数 m)无关。因此,称为齿形系数。 S 值大或 h 值小的齿轮, Y_{Fa} 的值要小些; Y_{Fa} 小的齿轮抗弯曲强度高。载荷作用于齿顶时的齿形系数 Y_{Fa} 可查表 10-5。

表 10-5 齿形系数 Y_{Fa} 及应力校正系数 Y_{Sa}

$z(z_v)$	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Y_{Fa}	2.97	2.91	2.85	2.80	2.76	2.72	2.69	2.65	2.62	2.60	2.57	2.55	2.53
Y_{Sa}	1.52	1.53	1.54	1.55	1.56	1.57	1.575	1.58	1.59	1.595	1.60	1.61	1.62
$z(z_v)$	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	150	200	∞
Y_{Fa}	2.52	2.45	2.40	2.35	2.32	2.28	2.24	2.22	2.20	2.18	2.14	2.12	2.06
Y_{Sa}	1.625	1.65	1.67	1.68	1.70	1.73	1.75	1.77	1.78	1.79	1.83	1.865	1.97

注:1) 基准齿形的参数为 $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$, $\rho = 0.38m$ (m 为齿轮模数);

2) 对内齿轮:当 $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$, $\rho = 0.15m$ 时,齿形系数 $Y_{Fa} = 2.053$;应力校正系数 $Y_{Sa} = 2.65$ 。

齿根危险截面的弯曲应力为

$$\sigma_{F0} = \frac{KF_t Y_{Fa}}{bm}$$

上式中的 σ_{F0} 仅为齿根危险截面处的理论弯曲应力,实际计算时,还应计入齿根危险截面处的过渡圆角所引起的应力集中作用以及弯曲应力以外的其它应力对齿根应力的影响,因而得齿根危险截面的弯曲强度条件式为

$$\sigma_F = \sigma_{F0} Y_{Sa} = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm} \leq [\sigma_F] \quad (10-4)$$

式中 Y_{Sa} 为载荷作用于齿顶时的应力校正系数(数值列于表 10-5)。

令

$$\phi_d = b/d_1$$

ϕ_d 称为齿宽系数(数值参看表 10-7),并将 $F_t = 2T_1/d_1$ 及 $m = d_1/z_1$ 代入式(10-4),得

$$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_d m^3 z_1^2} \leq [\sigma_F] \quad (10-5a)$$

于是得

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} \quad (10-5)$$

式(10-5)为设计计算公式,式(10-4)为校核计算公式。两式中 σ_F 、 $[\sigma_F]$ 的单位为 MPa; F_t 的单位为 N; b 、 m 的单位为 mm; T_1 的单位为 N·mm。

(三) 齿面接触疲劳强度计算

齿面接触疲劳强度计算的基本公式,仿式(3-36)并以计算载荷 F_{ca} 代 F , 接触线长度 L 代 B , 可得

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{ca} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi \left[\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right] L}} \leq [\sigma_H]$$

为计算方便,取接触线单位长度上的计算载荷

$$p_{ca} = \frac{F_{ca}}{L}$$

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right]}}$$

则上式为

$$\sigma_H = \sqrt{p_{ca} / \rho_\Sigma} \cdot Z_E \leq [\sigma_H] \quad (10-6)$$

式中: ρ_Σ ——啮合齿面上啮合点的综合曲率半径,单位为 mm;

Z_E ——弹性影响系数,单位为 $\text{MPa}^{1/2}$;数值列于表 10-6。

表 10-6 弹性影响系数 Z_E

$\text{MPa}^{1/2}$

弹性模量 E/MPa 齿轮材料		配对齿轮材料				
		灰铸铁	球墨铸铁	铸 钢	锻 钢	夹布塑胶
		11.8×10^4	17.3×10^4	20.2×10^4	20.6×10^4	0.785×10^4
锻 钢		162.0	181.4	188.9	189.8	56.4
铸 钢		161.4	180.5	188.0	—	—
球墨铸铁		156.6	173.9	—		
灰 铸 铁		143.7	—			

注:表中所示夹布塑胶的泊松比 μ 为 0.5,其余材料的 μ 均为 0.3。

由“机械原理”得知,渐开线齿廓上各点的曲率($1/\rho$)并不相同,沿工作齿廓各点所受的载荷也不同。因此按式(10-6)计算齿面的接触强度时,就应同时考虑啮合点所受的载荷及综合曲率($1/\rho_\Sigma$)的大小。对端面重合度 $\epsilon_\alpha \leq 2$ 的直齿轮传动,如图 10-17 所示,以小齿轮单对齿啮合的最低点(图中 C 点)产生的接触应力为最大,与小齿轮啮合的大齿轮,对应的啮合点是大齿轮单

对齿啮合的最高点,位于大齿轮的齿顶面上。如前所述,同一齿面往往齿根面先发生点蚀,然后才扩展到齿顶面,亦即齿顶面比齿根面具有较高的接触疲劳强度。因此,虽然此时接触应力大,但对大齿轮不一定会构成威胁。由图 10-17 可看出,大齿轮在节点处的接触应力较大,同时,大齿轮单对齿啮合的最低点(图中 D 点)处接触应力也较大。按理应分别对小轮和大轮节点与单对齿啮合的最低点处进行接触强度计算。但按单对齿啮合的最低点计算接触应力比较麻烦,并且当小齿轮齿数 $z_1 \geq 20$ 时,按单对齿啮合的最低点所计算得的接触应力与按节点啮合计算得的接触应力极为相近。为了计算方便,通常即以节点啮合为代表进行齿面的接触强度计算。

下面即介绍按节点啮合进行接触强度计算的方法。至于按大、小齿轮单对齿啮合的最低点计算齿面接触强度的办法可参阅[37]。

节点啮合的综合曲率为

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_2 \rho_1} = \frac{\rho_2 \pm 1}{\rho_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)}$$

轮齿在节点啮合时,两轮齿廓曲率半径之比与两轮的直径或齿数成正比,即 $\rho_2/\rho_1 = d_2/d_1 = z_2/z_1 = u$, 故得

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \quad (10-7)$$

如图 10-17 所示,小齿轮轮齿节点 P 处的曲率半径 $\rho_1 = N_1 P$ 。对于标准齿轮,节圆就是分度圆,故得

$$\rho_1 = d_1 \sin \alpha / 2$$

代入式(10-7)得

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u}$$

将 $\frac{1}{\rho_{\Sigma}}$ 、式(10-1)、(10-3)及 $L = b$ (b 为齿轮的设计工作宽度,最后取定的齿宽 B 可能因结构、安装上的需要而略大于 b ,下同)代入式(10-6)得

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{KF_t}{b \cos \alpha} \cdot \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot Z_E} \\ &= \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha}} \cdot Z_E \leq [\sigma_H] \end{aligned}$$

令

$$Z_H = \sqrt{2/\sin \alpha \cos \alpha}$$

Z_H 称为区域系数(标准直齿轮 $\alpha = 20^\circ$ 时, $Z_H = 2.5$),则可写为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \cdot Z_H Z_E \leq [\sigma_H] \quad (10-8)$$

将 $F_t = 2T_1/d_1$ 、 $\phi_d = b/d_1$ 代入上式得

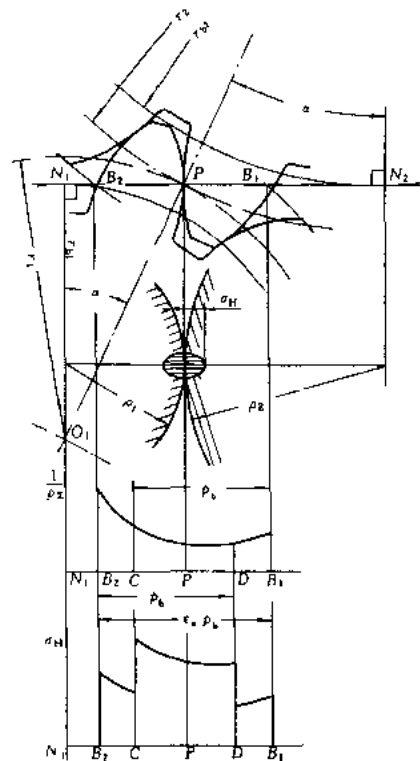


图 10-17 齿面上的接触应力

$$\sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E \leq [\sigma_H]$$

于是得

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (10-9)$$

若将 $Z_H = 2.5$ 代入式(10-8)及(10-9),得

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{KF_1}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (10-8a)$$

及

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (10-9a)$$

式(10-9)、(10-9a)为标准直齿圆柱齿轮的设计计算公式;式(10-8)、(10-8a)为校核计算公式。各式中 σ_H 、 $[\sigma_H]$ 的单位为 MPa, d_1 的单位为 mm, 其余各符号的意义和单位同前。

(四) 齿轮传动的强度计算说明

1) 由式(10-4)可得 $\sigma_F / (Y_{Fa} Y_{Sa}) = KF_1 / bm \leq [\sigma_F] / (Y_{Fa} Y_{Sa})$, 即配对齿轮的 $\sigma_F / (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$ 值皆一样, 而 $[\sigma_F] / (Y_{Fa} Y_{Sa})$ 的值却可能不同。因此按齿根弯曲疲劳强度设计齿轮传动时, 应将 $[\sigma_F]_1 / (Y_{Fa1} Y_{Sa1})$ 或 $[\sigma_F]_2 / (Y_{Fa2} Y_{Sa2})$ 中较小的数值代入设计公式进行计算。

2) 因配对齿轮的接触应力皆一样, 即 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 。同上理, 若按齿面接触疲劳强度设计直齿轮传动时, 应将 $[\sigma_H]_1$ 或 $[\sigma_H]_2$ 中较小的数值代入设计公式进行计算。

3) 当配对两齿轮的齿面均属硬齿面时^①, 两轮的材料、热处理方法及硬度均可取成一样的。设计这种齿轮传动时, 可分别按齿根弯曲疲劳强度及齿面接触疲劳强度的设计公式进行计算, 并取其中较大者作为设计结果(见例题)。

4) 当用设计公式初步计算齿轮的分度圆直径 d_1 (或模数 m_n) 时, 动载系数 K_v 、齿间载荷分配系数 K_a 及齿向载荷分布系数 K_β 不能预先确定, 此时可试选一载荷系数 K_t ^② (如取 $K_t = 1.2 \sim 1.4$), 则算出来的分度圆直径(或模数)也是一个试算值 d_{t1} (或 m_{n1}), 然后按 d_{t1} 值计算齿轮的圆周速度, 查取动载系数 K_v 、齿间载荷分配系数 K_a 及齿向载荷分布系数 K_β , 计算载荷系数 K 。若算得的 K 值与试选的 K_t 值相差不多, 就不必再修改原计算; 若二者相差较大时, 应按下式校正试算所得分度圆直径 d_{1s} (或 m_{n1}):

$$d_1 = d_{t1} \sqrt[3]{K/K_t} \quad (10-10a)$$

$$m_n = m_{n1} \sqrt[3]{K/K_t} \quad (10-10b)$$

§ 10-6 齿轮传动的设计参数、许用应力与精度选择

(一) 齿轮传动设计参数的选择

1. 压力角 α 的选择

① 由于硬齿面齿轮传动的尺寸较软齿面齿轮传动的可显著减小, 故在生产技术条件等不受限制时应广为采用, 目前已逐渐推广。

② 脚标 t 表示试选或试算值, 下同。

由《机械原理》可知,增大压力角 α ,轮齿的齿厚及节点处的齿廓曲率半径亦皆随之增加,有利于提高齿轮传动的弯曲强度及接触强度。我国对一般用途的齿轮传动规定的标准压力角为 $\alpha = 20^\circ$ 。为增强航空用齿轮传动的弯曲强度及接触强度,我国航空齿轮传动标准还规定了 $\alpha = 25^\circ$ 的标准压力角。但增大压力角并不一定都对传动有利。对重合度接近2的高速齿轮传动,推荐采用齿顶高系数为1~1.2,压力角为 $16^\circ \sim 18^\circ$ 的齿轮,这样做可增加轮齿的柔性,降低噪声和动载荷。

2. 齿数 z 的选择

若保持齿轮传动的中心距 a 不变,增加齿数,除能增大重合度、改善传动的平稳性外,还可减小模数,降低齿高,因而减少金属切削量,节省制造费用。另外,降低齿高还能减小滑动速度,减少磨损及减小胶合的危险性。但模数小了,齿厚随之减薄,则要降低轮齿的弯曲强度。不过在一定的齿数范围内,尤其是当承载能力主要取决于齿面接触强度时,以齿数多一些为好。

闭式齿轮传动一般转速较高,为了提高传动的平稳性,减小冲击振动,以齿数多一些为好,小齿轮的齿数可取为 $z_1 = 20 \sim 40$ 。开式(半开式)齿轮传动,由于轮齿主要为磨损失效,为使轮齿不致过小,故小齿轮不宜选用过多的齿数,一般可取 $z_1 = 17 \sim 20$ 。

为使轮齿免于根切,对于 $\alpha = 20^\circ$ 的标准直齿圆柱齿轮,应取 $z_1 \geq 17$ 。

小齿轮齿数确定后,按齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1}$ 可确定大齿轮齿数 z_2 。为了使各个相啮合齿对磨损均匀,传动平稳, z_2 与 z_1 一般应互为质数。

3. 齿宽系数 ϕ_d 的选择

由齿轮的强度计算公式可知,轮齿愈宽,承载能力也愈高,因而轮齿不宜过窄;但增大齿宽又会使齿面上的载荷分布更趋不均匀,故齿宽系数应取得适当。圆柱齿轮齿宽系数 ϕ_d 的荐用值列于表10-7。对于标准圆柱齿轮减速器,齿宽系数取为 $\phi_a = \frac{b}{a} = \frac{b}{0.5d_1(1+u)}$,所以对于外啮合齿轮传动

$$\phi_d = \frac{b}{d_1} = 0.5(1+u)\phi_a \quad (10-11)$$

ϕ_a 的值规定为0.2,0.25,0.30,0.40,0.50,0.60,0.80,1.0,1.2。运用设计计算公式时,对于标准减速器,可先选定 ϕ_a 后再用式(10-11)计算出相应的 ϕ_d 值。

圆柱齿轮的实用齿宽,在按 $b = \phi_d d_1$ 计算后再作适当圆整,而且常将小齿轮的齿宽在圆整值的基础上人为地加宽5~10 mm,以防止大小齿轮因装配误差产生轴向错位时导致啮合齿宽减小而增大轮齿的工作载荷。

表 10-7 圆柱齿轮的齿宽系数 ϕ_d

装置状况	两支承相对小齿轮作对称布置	两支承相对小齿轮作不对称布置	小齿轮作悬臂布置
ϕ_d	0.9~1.4(1.2~1.9)	0.7~1.15(1.1~1.65)	0.4~0.6

注:1) 大、小齿轮皆为硬齿面时, ϕ_d 应取表中偏下限的数值;若皆为软齿面或仅大齿轮为软齿面时, ϕ_d 可取表中偏上限的数值;

2) 括号内的数值用于人字齿轮,此时 b 为人字齿轮的总宽度;

3) 金属切削机床的齿轮传动,若传递的功率不大时, ϕ_d 可小到0.2;

4) 非金属齿轮可取 $\phi_d \approx 0.5 \sim 1.2$ 。

(二) 齿轮传动的许用应力

本书荐用的齿轮的疲劳极限是用 $m = 3 \sim 5 \text{ mm}$ 、 $\alpha = 20^\circ$ 、 $b = 10 \sim 50 \text{ mm}$ 、 $v = 10 \text{ m/s}$ ，齿面粗糙度约为 $\nabla 6.3$ 的直齿圆柱齿轮副试件，按失效概率为 1%，经持久疲劳试验确定的。对一般的齿轮传动，因绝对尺寸、齿面粗糙度、圆周速度及润滑等对实际所用齿轮的疲劳极限的影响不大，通常都不予考虑（必要时可参阅[37]），故只要考虑应力循环次数对疲劳极限的影响即可。

齿轮的许用应力 $[\sigma]$ 按下式计算

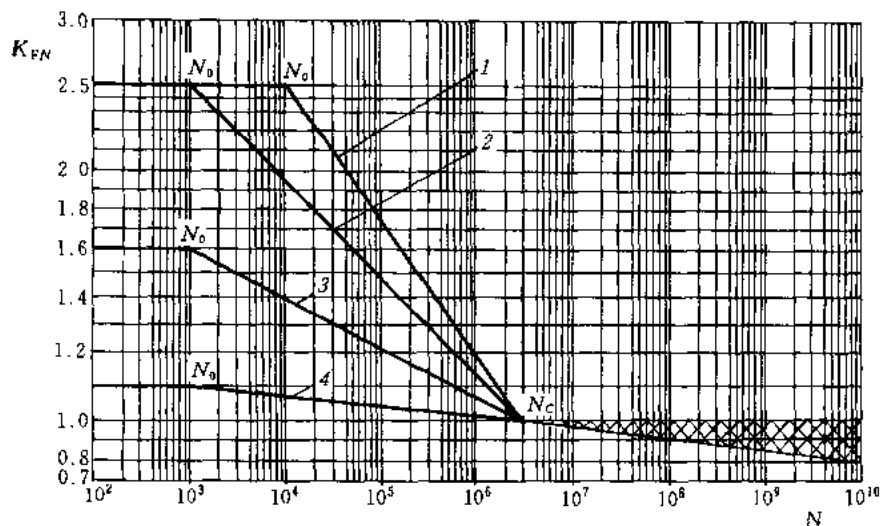
$$[\sigma] = \frac{K_N \sigma_{lim}}{S} \quad (10-12)$$

式中： S ——疲劳强度安全系数。对接触疲劳强度计算，由于点蚀破坏发生后只引起噪声、振动增大，并不立即导致不能继续工作的后果，故可取 $S = S_H = 1$ 。但对弯曲疲劳强度来说，如果一旦发生断齿，就会引起严重的事故，因此在进行齿根弯曲疲劳强度计算时取 $S = S_F = 1.25 \sim 1.5$ 。

K_N ——考虑应力循环次数影响的系数，称为寿命系数。弯曲疲劳寿命系数 K_{FN} 查图 10-18；接触疲劳寿命系数 K_{HN} 查图 10-19。两图中应力循环次数 N 的计算方法是：设 n 为齿轮的转速（单位为 r/min ）； j 为齿轮每转一圈时，同一齿面啮合的次数； L_h 为齿轮的工作寿命（单位为 h ），则齿轮的工作应力循环次数 N 按下式计算：

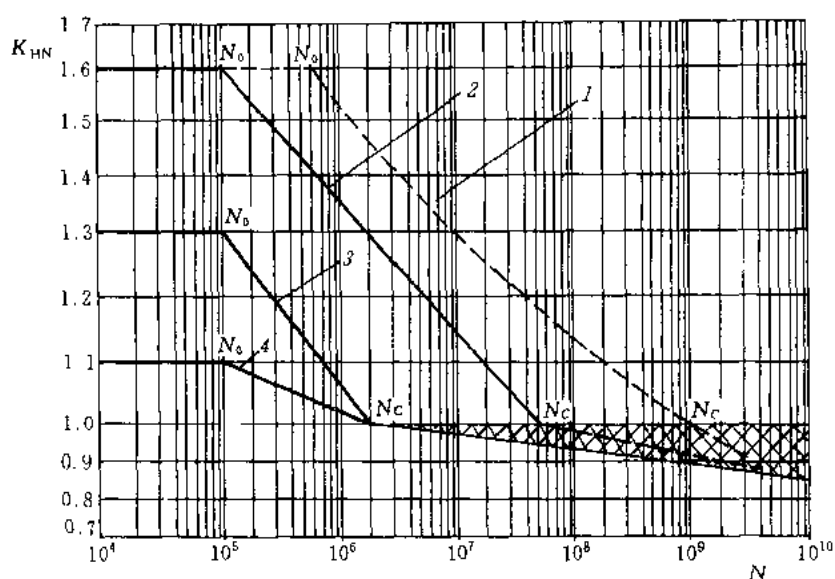
$$N = 60njL_h \quad (10-13)$$

σ_{lim} ——齿轮的疲劳极限。弯曲疲劳强度极限值用 σ_{FE} 代入，查图 10-20，图中的 $\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}$ ， Y_{ST} 为试验齿轮的应力校正系数；接触疲劳强度极限值 σ_{Hlim} 查图 10-21。



- 1—调质钢；球墨铸铁（珠光体、贝氏体）；珠光体可锻铸铁
- 2—渗碳淬火的渗碳钢；全齿磨火焰或感应淬火的钢、球墨铸铁
- 3—渗氮的渗氮钢；球墨铸铁（铁素体）；灰铸铁；结构钢
- 4—氮碳共渗的调质钢、渗碳钢

图 10-18 弯曲疲劳寿命系数 K_{FN} （当 $N > N_c$ 时，可根据经验在网纹区内取 K_{FN} 值）



- 1—允许一定点蚀时的结构钢;调质钢;球墨铸铁(珠光体、贝氏体);珠光体可锻铸铁;渗碳淬火的渗碳钢
 2—结构钢;调质钢;渗碳淬火钢;火焰或感应淬火的钢;球墨铸铁;球墨铸铁(珠光体、贝氏体);珠光体可锻铸铁
 3—灰铸铁;球墨铸铁(铁素体);渗氮的渗氮钢;调质钢、渗碳钢
 4—氮碳共渗的调质钢、渗碳钢

图 10-19 接触疲劳寿命系数 K_{HN} (当 $N > N_c$ 时可根据经验在网纹区内取 K_{HN} 值)

由于材料品质的不同,对齿轮的疲劳强度极限共给出了代表材料品质的三个等级 ME、MQ、和 ML,其中 ME 是齿轮材料品质和热处理质量很高时的疲劳强度极限取值线,MQ 是齿轮材料品质和热处理质量达到中等要求时的疲劳强度极限取值线,ML 是齿轮材料品质和热处理质量达到最低要求时的疲劳强度取值线。(GB/T 3480—1997 的强度极限图中还列有 MX 线,它是齿轮材料对淬透性及金相组织有特别考虑的调质合金钢的疲劳强度极限的取值线。)

图 10-20、10-21 所示的极限应力值,一般选取其中间偏下值,即在 MQ 及 ML 中间选值。使用图 10-20 及图 10-21 时,若齿面硬度超出图中荐用的范围,可大体按外插法查取相应的极限应力值。图 10-20 所示为脉动循环应力的极限应力。对称循环应力的极限应力值仅为脉动循环应力的 70%。

夹布塑胶的弯曲疲劳许用应力 $[\sigma_F] = 50 \text{ MPa}$,接触疲劳许用应力 $[\sigma_H] = 110 \text{ MPa}$ 。

(三) 齿轮精度的选择

各类机器所用齿轮传动的精度等级范围列于表 10-8 中,按载荷及速度推荐的齿轮传动精度等级如图 10-22 所示。

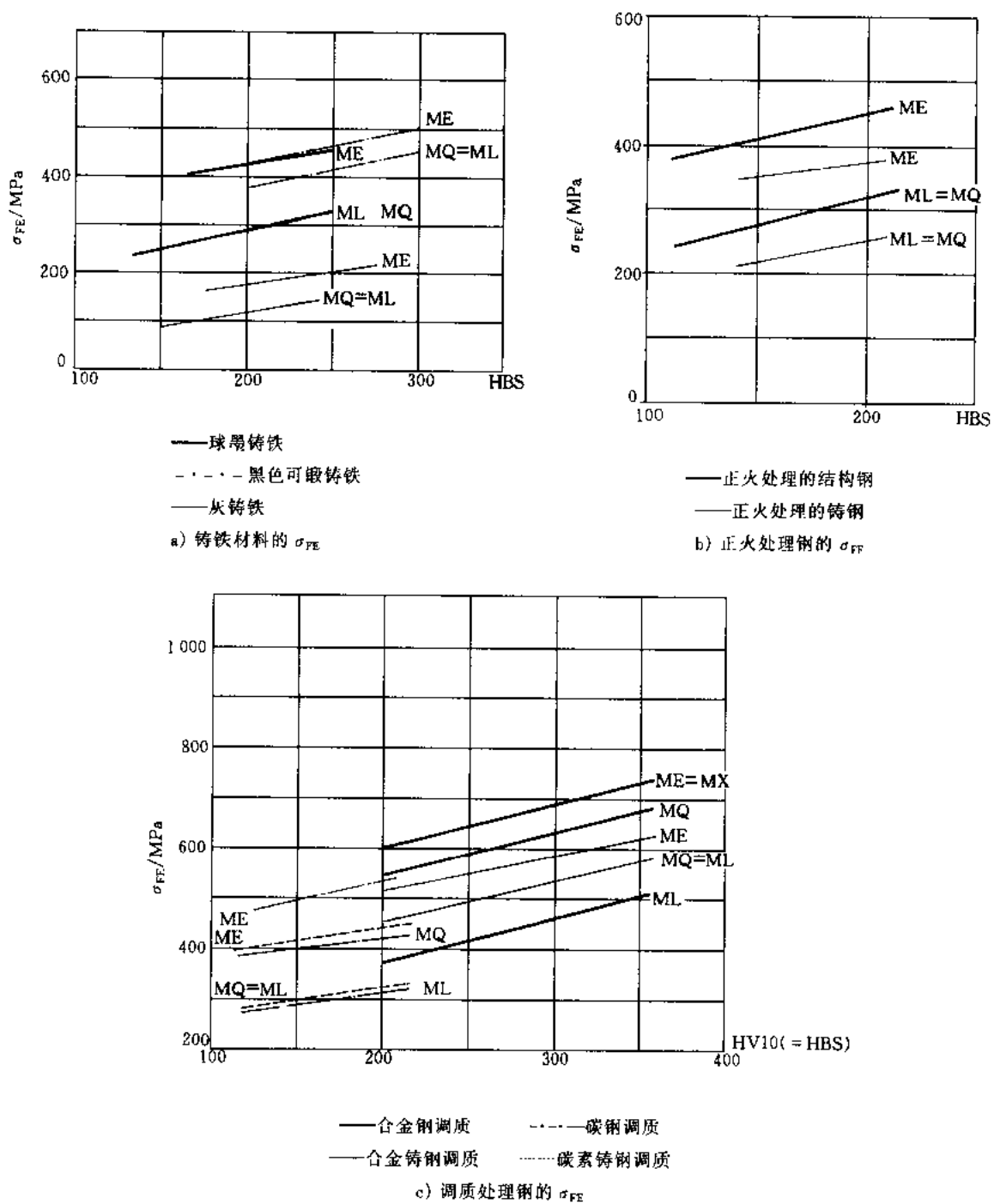
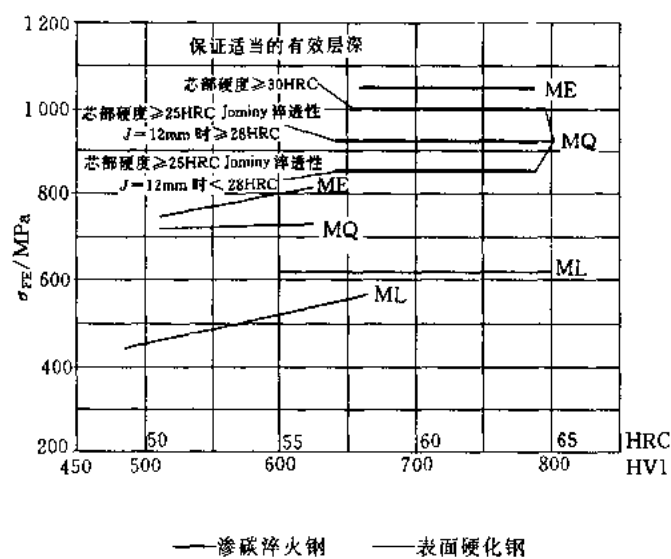
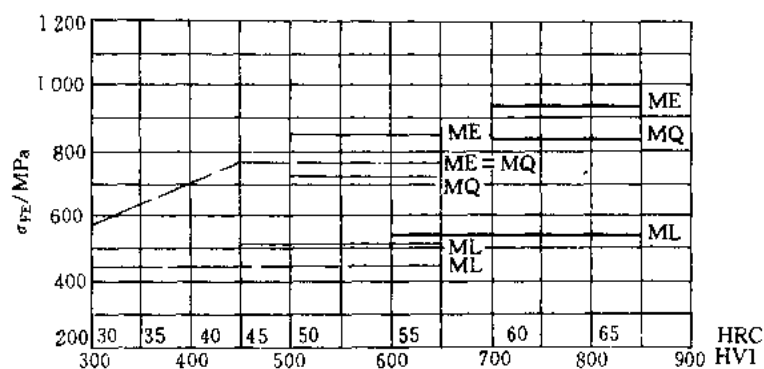


图 10-20 齿轮的弯曲疲劳强度极限 σ_{FE}



d) 渗碳淬火钢和表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 σ_{FE}



—— 调质、气体氮化处理的氮化钢(不含铝)

—— 调质、气体氮化处理的调质钢

--- 调质或正火、碳氮共渗处理的调质钢

e) 氮化及碳氮共渗钢的 σ_{FE}

图 10-20(完)

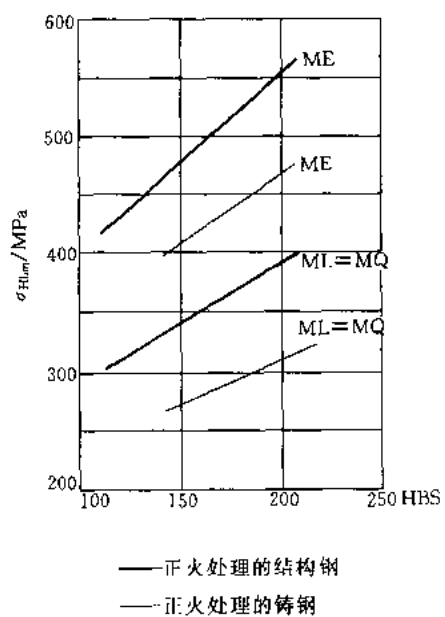
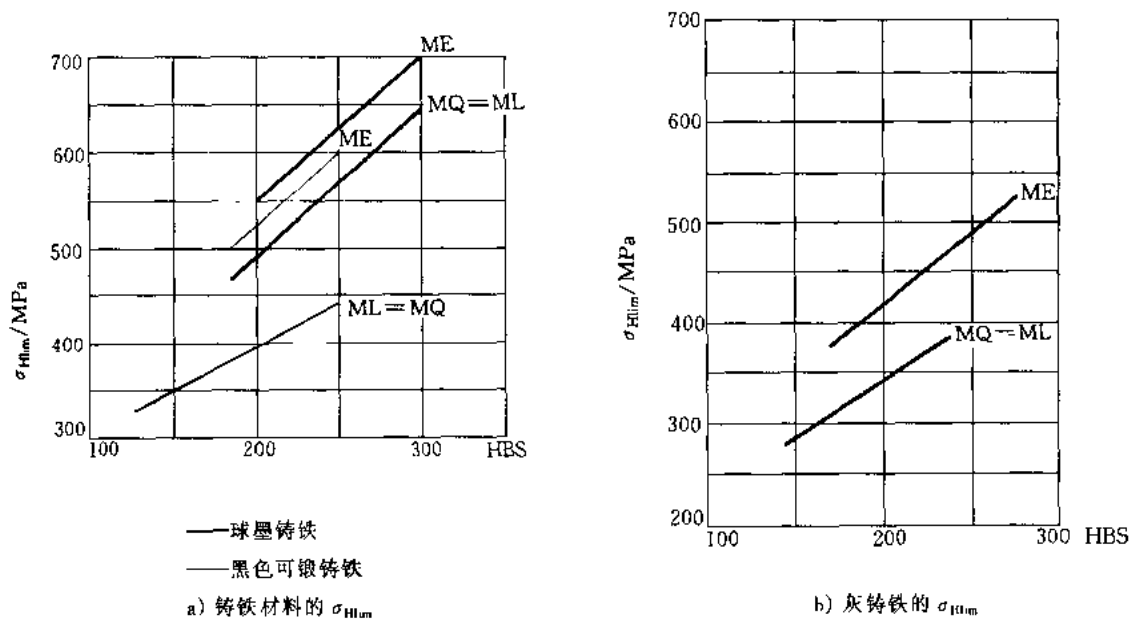
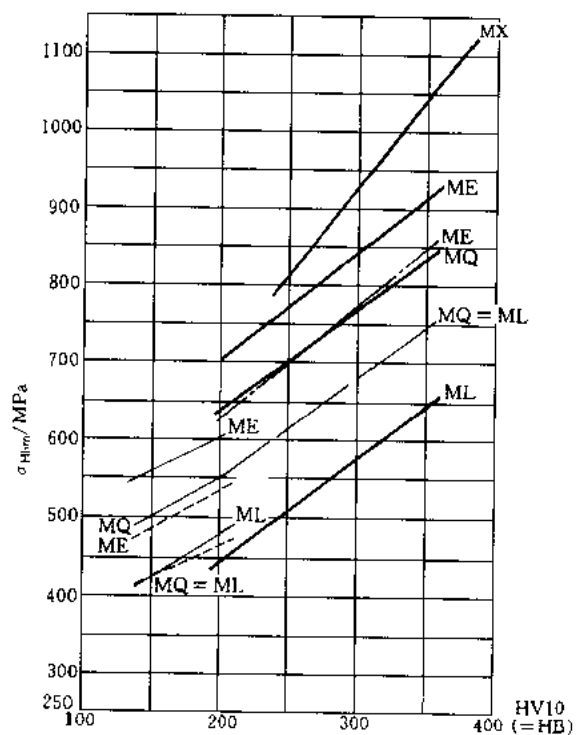
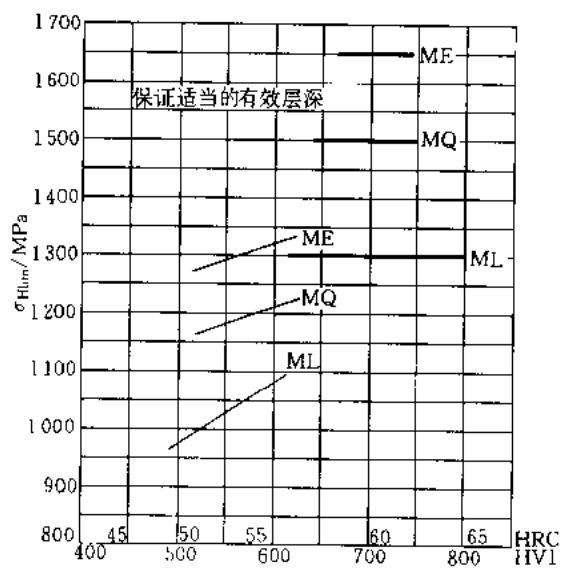


图 10-21 齿轮的接触疲劳强度极限 σ_{Hlim}



—合金钢调质 —碳钢调质
 -.-合金铸钢调质 碳素铸钢调质

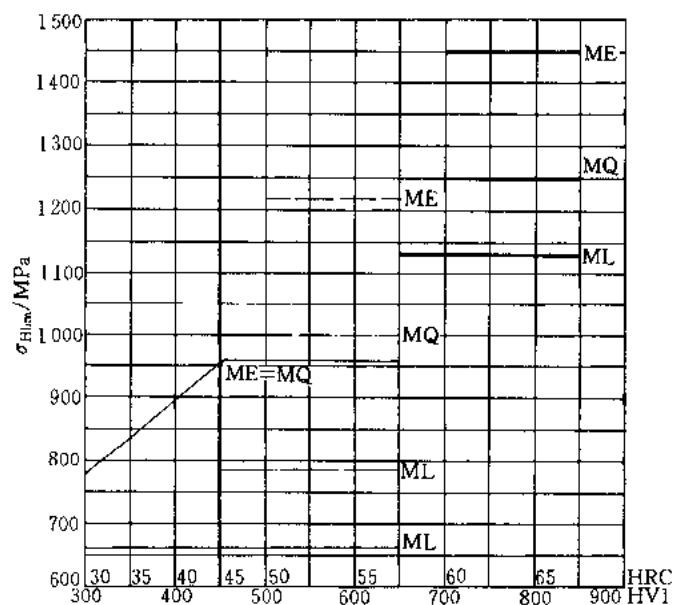
d) 调质处理钢的 σ_{Hlim}



—渗碳合金钢 —火焰或感应淬火钢

e) 渗碳淬火钢和表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 σ_{Hlim}

图 10 - 21(续)



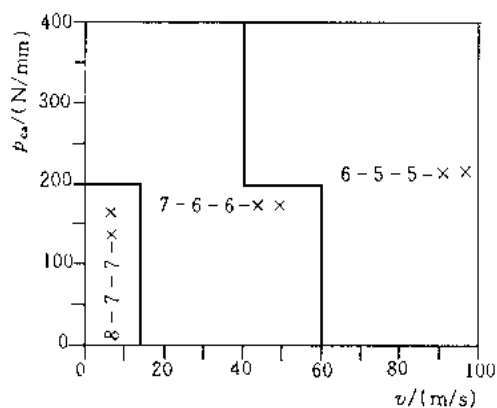
——调质—气体渗氮处理的渗氮钢
调质—气体渗氮处理的调质钢
 —·—调质或正火—氮碳共渗处理的调质钢
 f) 渗氮和氮碳共渗钢的 σ_{Hlim}

图 10-21(完)

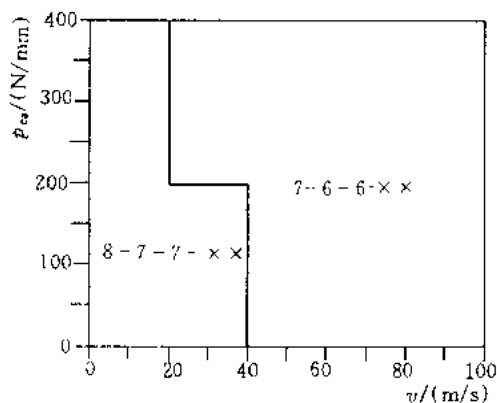
表 10-8 各类机器所用齿轮传动的精度等级范围

机 器 名 称	精度等级	机 器 名 称	精度等级
汽轮机	3~6	拖拉机	6~8
金属切削机床	3~8	通用减速器	6~8
航空发动机	4~8	锻压机床	6~9
轻型汽车	5~8	起重机	7~10
载重汽车	7~9	农业机械	8~11

注:主传动齿轮或重要的齿轮传动,精度等级偏上限选择;辅助传动的齿轮或一般齿轮传动,精度等级居中或偏下限选择。



a) 圆柱齿轮传动



b) 锥齿轮传动

图 10-22 齿轮传动的精度选择

例题 10-1 如图 10-23 所示,试设计此带式输送机减速器的高速级齿轮传动。已知输入功率 $P_1 = 10 \text{ kW}$, 小齿轮转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 齿数比 $u = 3.2$, 由电动机驱动, 工作寿命 15 年(设每年工作 300 天), 两班制, 带式输送机工作平稳, 转向不变。

【解】 1. 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

1) 按图 10-23 所示的传动方案, 选用直齿圆柱齿轮传动。

2) 输送机为一般工作机器, 速度不高, 故选用 7 级精度 (GB10095-88)。

3) 材料选择。由表 10-1 选择小齿轮材料为 40 Cr(调质), 硬度为 280HBS, 大齿轮材料为 45 钢(调质)硬度为 240HBS, 二者材料硬度差为 40HBS。

4) 选小齿轮齿数 $z_1 = 24$, 大齿轮齿数 $z_2 = uz_1 = 3.2 \times 24 = 76.8$, 取 $z_2 = 77$ 。

2. 按齿面接触强度设计

由设计计算公式(10-9a)进行试算, 即

$$d_{H1} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_1 T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式内的各计算数值

(1) 试选载荷系数 $K_1 = 1.3$

(2) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 95.5 \times 10^5 P_1 / n_1 = 95.5 \times 10^5 \times 10 / 960 \text{ N} \cdot \text{mm} = 9.948 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(3) 由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 1$

(4) 由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$

(5) 由图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\text{lim}1} = 600 \text{ MPa}$; 大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\text{lim}2} = 550 \text{ MPa}$;

(6) 由式 10-13 计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 L_k = 60 \times 960 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 4.147 \times 10^9$$

$$N_2 = 4.147 \times 10^9 / 3.2 = 1.296 \times 10^9$$

(7) 由图 10-19 查得接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.90$; $K_{HN2} = 0.95$

(8) 计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%, 安全系数 $S = 1$, 由式(10-12)得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{H\text{lim}1}}{S} = 0.9 \times 600 \text{ MPa} = 540 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{H\text{lim}2}}{S} = 0.95 \times 550 \text{ MPa} = 522.5 \text{ MPa}$$

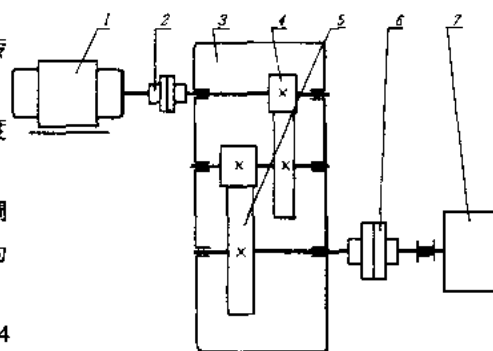
2) 计算

(1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{H1} , 代入 $[\sigma_H]$ 中较小的值

$$d_{H1} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_1 T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 9.948 \times 10^4}{1} \times \frac{4.2}{3.2} \times \left(\frac{189.8}{522.5} \right)^2} \text{ mm} = 65.396 \text{ mm}$$

(2) 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{H1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 65.396 \times 960}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 3.29 \text{ m/s}$$



1—电动机; 2 及 6—联轴器; 3—减速器;
4—高速级齿轮传动; 5—低速级齿轮传动;
7—输送机滚筒

图 10-23 带式输送机传动简图

(3) 计算齿宽 b

$$b = \phi_d \cdot d_{t1} = 1 \times 65.396 \text{ mm} = 65.396 \text{ mm}$$

(4) 计算齿宽与齿高之比 b/h

$$\text{模数} \quad m_t = d_{t1}/z_1 = 65.396/24 \text{ mm} = 2.725 \text{ mm}$$

$$\text{齿高} \quad h = 2.25 m_t = 2.25 \times 2.725 \text{ mm} = 6.13 \text{ mm}$$

$$b/h = 65.396/6.13 = 10.67$$

(5) 计算载荷系数

根据 $v = 3.29 \text{ m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.12$;

直齿轮, 假设 $K_A F_t/b < 100 \text{ N/mm}$ 。由表 10-3 查得 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.2$;

由表 10-2 查得使用系数 $K_A = 1$;

由表 10-4 查得 7 级精度、小齿轮相对支承非对称布置时,

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$$

将数据代入后得

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2) \times 1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 65.396 = 1.423;$$

由 $b/h = 10.67$, $K_{H\beta} = 1.423$ 查图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.35$; 故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.423 = 1.913$$

(6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径, 由式 (10-10a) 得

$$d_1 = d_{t1} \sqrt[3]{K/K_t} = 65.396 \times \sqrt[3]{1.913/1.3} \text{ mm} = 74.38 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m

$$m = d_1/z_1 = 74.38/24 \text{ mm} = 3.10 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲强度设计

由式 (10-5) 得弯曲强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

1) 确定公式内的各计算数值

(1) 由图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500 \text{ MPa}$; 大齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa}$;

(2) 由图 10-18 查得弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.85$, $K_{FN2} = 0.88$;

(3) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$, 由式 (10-12) 得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} \text{ MPa} = 303.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} \text{ MPa} = 238.86 \text{ MPa}$$

(4) 计算载荷系数 K

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.35 = 1.814$$

(5) 查取齿形系数

由表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.65$; $Y_{Fa2} = 2.226$ 。

(6) 查取应力校正系数

由表 10-5 可查得 $Y_{Sa1} = 1.58$; $Y_{Sa2} = 1.764$ 。

(7) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.65 \times 1.58}{303.57} = 0.01379$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.226 \times 1.764}{238.86} = 0.01644$$

大齿轮的数值大。

2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.814 \times 9.948 \times 10^4}{1 \times 24^2} \times 0.01644 \text{ mm}} = 2.176 \text{ mm}$$

对比计算结果,由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数,由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力,而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力,仅与齿轮直径(即模数与齿数的乘积)有关,可取由弯曲强度算得的模数 2.176 并就近圆整为标准值 $m = 2.5 \text{ mm}$,按接触强度算得分度圆直径 $d_1 = 74.38 \text{ mm}$,算出小齿轮齿数

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{74.38}{2.5} = 30$$

大齿轮齿数

$$z_2 = uz_1 = 3.2 \times 30 = 96, \text{取 } z_2 = 96。$$

这样设计出的齿轮传动,既满足了齿面接触疲劳强度,又满足了齿根弯曲疲劳强度,并做到结构紧凑,避免浪费。

4. 几何尺寸计算

1) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 30 \times 2.5 \text{ mm} = 75.0 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 96 \times 2.5 \text{ mm} = 240.0 \text{ mm}$$

2) 计算中心距

$$a = (d_1 + d_2)/2 = (75.0 + 240.0)/2 \text{ mm} = 157.5 \text{ mm}$$

3) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 75.0 \text{ mm} = 75.0 \text{ mm}$$

取 $B_2 = 75 \text{ mm}$, $B_1 = 80 \text{ mm}$ 。

5. 验算

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 9.948 \times 10^4}{75.0} \text{ N} = 2652.8 \text{ N}$$

$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1 \times 2652.8}{75.0} \text{ N/mm} = 35.37 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}, \text{合适}$$

6. 结构设计及绘制齿轮零件图(从略)

§ 10-7 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

(一) 轮齿的受力分析

在斜齿轮传动中,作用于齿面上的法向载荷 F_n 仍垂直于齿面。如图 10-24 所示,作用于主动轮上的 F_n 位于法面 $Pabc$ 内,与节圆柱的切面 $Pa'ae$ 倾斜一法向啮合角 α_n 。力 F_n 可沿齿轮的周向、径向及轴向分解成三个相互垂直的分力。

首先,将力 F_n 在法面内分解成沿径向的分力(径向力) F_r 和在 $Pa'ae$ 面内的分力 F' ,然后再将力 F' 在 $Pa'ae$ 面内分解成沿周向的分力(圆周力) F_t 及沿轴向的分力(轴向力) F_a 。各力的方

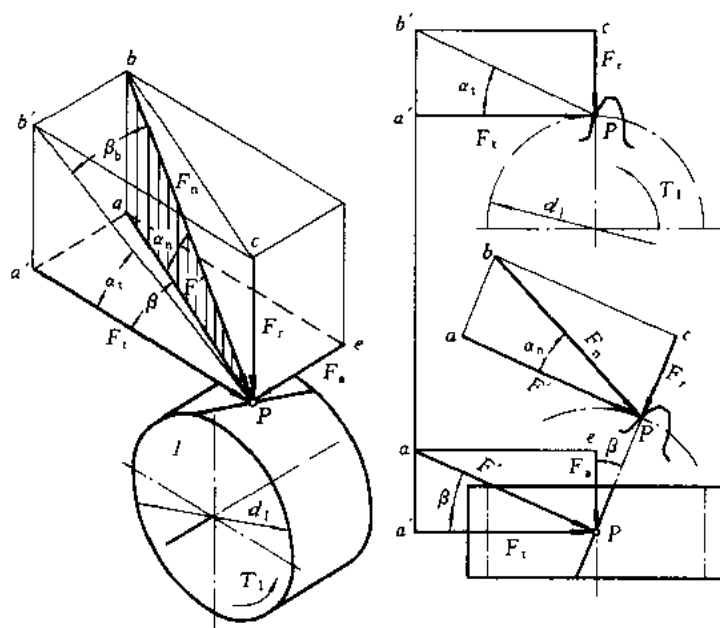


图 10-24 斜齿轮的轮齿受力分析

向如图所示;各力的大小为:

$$\left. \begin{aligned}
 F_t &= 2T_1/d_1 \\
 F' &= F_t/\cos \beta \\
 F_r &= F' \tan \alpha_n = F_t \tan \alpha_n / \cos \beta \\
 F_a &= F_t \tan \beta \\
 F_n &= F' / \cos \alpha_n = F_t / (\cos \alpha_n \cos \beta) = F_t / (\cos \alpha_t \cos \beta_b)
 \end{aligned} \right\} \quad (10-14)$$

式中: β ——节圆螺旋角,对标准斜齿轮即分度圆螺旋角;

β_b ——啮合平面的螺旋角,亦即基圆螺旋角;

α_n ——法向压力角,对标准斜齿轮, $\alpha_n = 20^\circ$;

α_t ——端面压力角。

从动轮轮齿上的载荷也可分解为 F_t 、 F_a 和 F_r 各力,它们分别与主动轮上的各力大小相等方向相反。

由式(10-14)可知,轴向力 F_a 与 $\tan \beta$ 成正比。为了不使轴承承受过大的轴向力,斜齿圆柱齿轮传动的螺旋角 β 不宜选得过大,常在 $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$ 之间选择。在人字齿轮传动中,同一个人字齿上按力学分析所得的两个轴向分力大小相等,方向相反,轴向分力的合力为零。因而人字齿轮的螺旋角 β 可取较大的数值($15^\circ \sim 40^\circ$),传递的功率也较大。人字齿轮传动的受力分析及强度计算都可沿用斜齿轮传动的公式。

(二) 计算载荷

由式(10-1)可知,轮齿上的计算载荷与啮合轮齿齿面上接触线的长度有关。对于斜齿轮,如图 10-25 所示,啮合区中的实线为实际接触线,每一条全齿宽的接触线长为 $b/\cos \beta_b$,接触线

总长为所有啮合齿上接触线长度之和,即为接触区内几条实线长度之和。在啮合过程中,啮合线总长一般是变动的,据研究,可用 $\frac{b\epsilon_a}{\cos \beta_b}$ 作为总长度的代表值。因此,

$$p_{ca} = \frac{KF_n}{L} = \frac{KF_t}{\frac{b\epsilon_a}{\cos \beta_b} \cos \alpha_t \cos \beta_b} = \frac{KF_t}{b\epsilon_a \cos \alpha_t} \quad (10-15)$$

式中 ϵ_a 为斜齿轮传动的端面重合度,可按《机械原理》所述公式计算,或由图 10-26 查取。

斜齿轮的纵向重合度 ϵ_β 可按以下公式计算:

$$\epsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m_n) = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta$$

斜齿轮计算中的载荷系数 $K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$,其中使用系数 K_A 与齿向载荷分布系数 K_β 的查取与直齿轮相同;动载系数 K_V 可由图 10-8 中查取;齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 与 $K_{F\alpha}$ 可根据斜齿轮的精度等级、齿面硬化情况和载荷大小由表 10-3 中查取。

(三) 齿根弯曲疲劳强度计算

如图 10-27 所示,斜齿轮齿面上的接触线为一斜线。受载时,轮齿的失效形式为局部折断。斜齿轮的弯曲强度,若按轮齿局部折断分析则较繁。现对比直齿轮的弯曲强度计算,仅就其计算特点作必要的说明。

首先由式(10-15)可知,斜齿轮的计算载荷要比直齿轮的多计入一个参数 ϵ_a ,其次还应计入反映螺旋角 β 对轮齿弯曲强度影响的因素,即计入螺旋角影响系数 Y_β 。由上述特点,参照式(10-4)及(10-5)可得斜齿轮轮齿的弯曲疲劳强度公式为

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta}{b m_n \epsilon_a} \leq [\sigma_F] \quad (10-16)$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2 \epsilon_a} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} \quad (10-17)$$

式中: Y_{Fa} ——斜齿轮的齿形系数,可近似地按当量齿数 $z_v \approx z / \cos^3 \beta$ 由表 10-5 查取;

Y_{Sa} ——斜齿轮的应力校正系数,可近似地按当量齿数 z_v 由表 10-5 查取;

Y_β ——螺旋角影响系数,数值查图 10-28。

式(10-17)为设计计算公式,式(10-16)为校核计算公式。两式中 σ_F 、 $[\sigma_F]$ 的单位为 MPa, m_n 的单位为 mm,其余各符号的意义和单位同前。

(四) 齿面接触疲劳强度计算

斜齿轮的齿面接触疲劳强度仍按式(10-6)计算,节点的综合曲率 $1/\rho_\Sigma$ 仍按式(10-7)计算。如图 10-29 所示,对于渐开线斜齿圆柱齿轮,在啮合平面内,节点 P 处的法面曲率半径 ρ_n

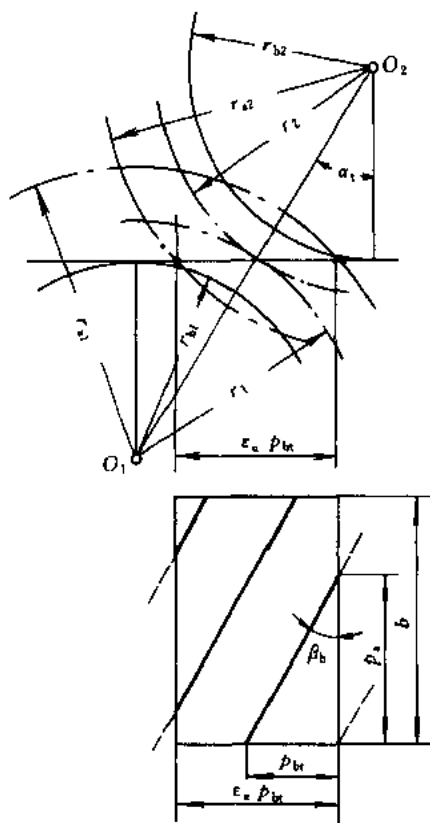
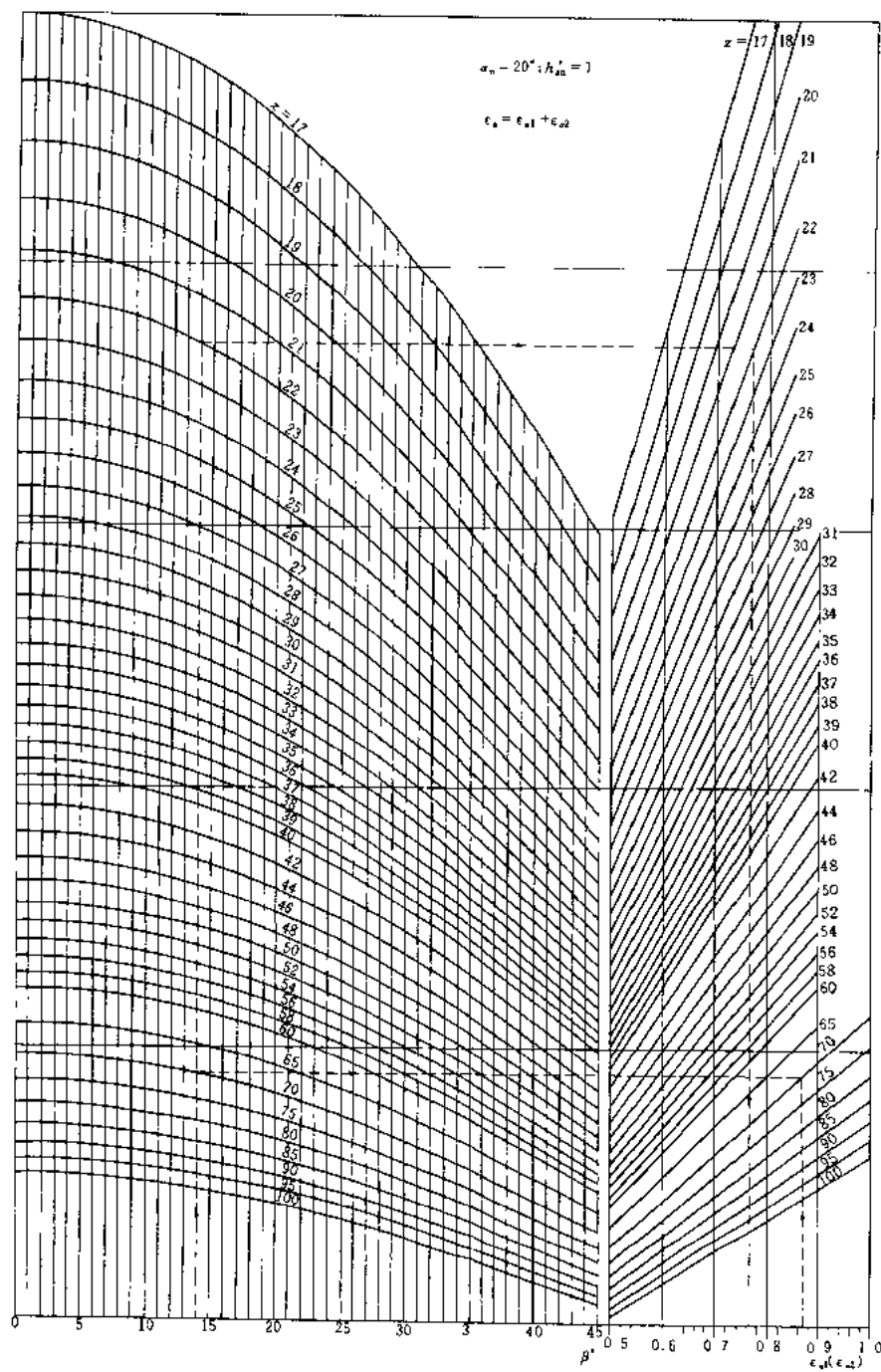


图 10-25 斜齿圆柱齿轮传动的啮合区



用法举例: 已知 $z_1 = 22, z_2 = 70, \beta = 14^\circ$, 求 ϵ_a 之值。

[解] 由图分别查得 $\epsilon_{a1} = 0.765; \epsilon_{a2} = 0.87$, 得

$$\epsilon_a = \epsilon_{a1} + \epsilon_{a2} = 0.765 + 0.87 = 1.635$$

图 10-26 标准圆柱齿轮传动的端面重合度 ϵ_a

与端面曲率半径 ρ_t 的关系由几何关系得

$$\rho_n = \frac{\rho_t}{\cos \beta_b} \quad (10-18)$$

斜齿轮端面上节点的曲率半径为

$$\rho_t = \frac{d \sin \alpha_t}{2}$$

因而由式(10-7)及(10-18)得

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_{n1}} \pm \frac{1}{\rho_{n2}} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \sin \alpha_t} \pm \frac{2 \cos \beta_b}{u d_1 \sin \alpha_t} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \sin \alpha_t} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)$$

将上式及式(10-15)代入式(10-6),得

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{p_{cs}}{\rho_\Sigma}} \cdot Z_E = \sqrt{\frac{KF_t}{b \epsilon_a \cos \alpha_t}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \sin \alpha_t} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \cdot Z_E \\ &= \sqrt{\frac{KF_t}{b d_1 \epsilon_a} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_t \cos \alpha_t}} \cdot Z_E \leq [\sigma_H] \end{aligned}$$

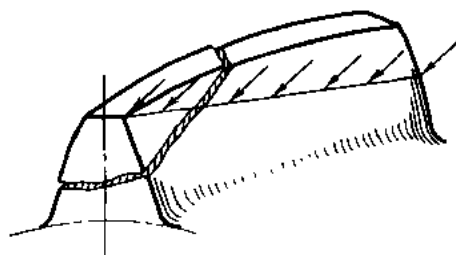


图 10-27 斜齿圆柱齿轮轮齿受载及折断

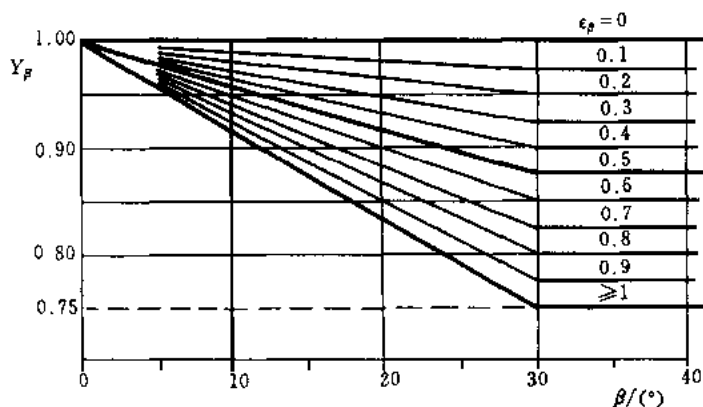


图 10-28 螺旋角影响系数 Y_β

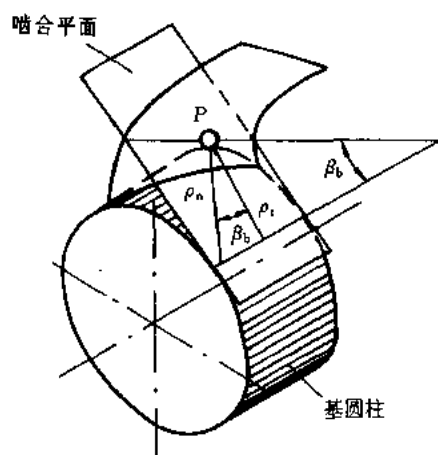


图 10-29 斜齿圆柱齿轮法面曲率半径

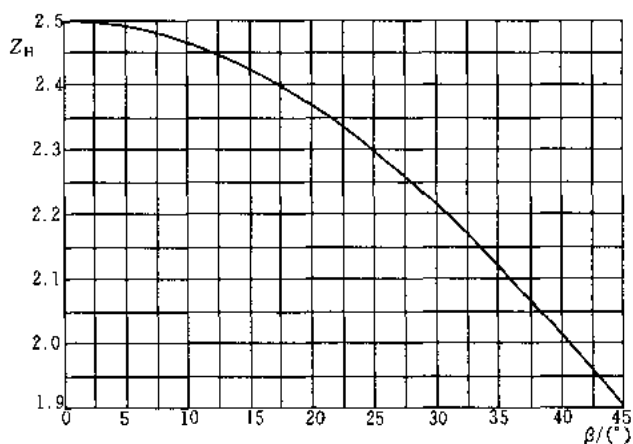


图 10-30 区域系数 $Z_H (\alpha_n = 20^\circ)$

$$\text{令} \quad Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_1 \cos \alpha_1}} \quad (10-19)$$

Z_H 称为区域系数。图 10-30 为法向压力角 $\alpha_n = 20^\circ$ 的标准齿轮的 Z_H 值。于是得

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_1}{bd_1 \epsilon_\alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot Z_H Z_E} \leq [\sigma_H] \quad (10-20)$$

同前理,由上式可得

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d \epsilon_\alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (10-21)$$

式(10-21)为设计计算公式,式(10-20)为校核计算公式。两式中 σ_H 、 $[\sigma_H]$ 的单位为 MPa, d_1 的单位为 mm,其余各符号的意义和单位同前。

应该注意,对于斜齿圆柱齿轮传动,因齿面上的接触线是倾斜的(图 10-31),所以在同一齿面上就会有齿顶面(其上接触线段为 $e_1 P$)与齿根面(其上接触线段为 $e_2 P$)同时参与啮合的情况(直齿轮传动,齿面上的接触线与轴线平行,就没有这种现象)。

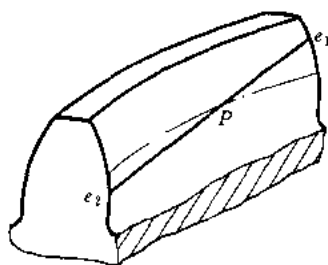


图 10-31 斜齿轮齿面上的接触线

如前所述,齿轮齿顶面比齿根面具有较高的接触疲劳强度。设小齿轮的齿面接触疲劳强度比大齿轮的高(即小齿轮的材料较好,齿面硬度较高),那么,当大齿轮的齿根面产生点蚀, $e_2 P$ 一段接触线已不能再承受原来所分担的载荷,而要部分地由齿顶面上的 $e_1 P$ 一段接触线来承担时,因同一齿面上,

齿顶面的接触疲劳强度较高,所以即使承担的载荷有所增大,只要还未超过其承载能力时,大齿轮的齿顶面仍然不会出现点蚀;同时,因小齿轮齿面的接触疲劳强度较高,与大齿轮齿顶面相啮合的小齿轮的齿根面,也未因载荷增大而出现点蚀。这就是说,在斜齿轮传动中,当大齿轮的齿根面产生点蚀时,仅实际承载区由大齿轮的齿根面向齿顶面有所转移而已,并不导致斜齿轮传动的失效(直齿轮传动齿面上的接触线为一平行于轴线的直线,大齿轮齿根面点蚀时,纵然小齿轮不坏,这对齿轮也不能再继续工作了)。因此,斜齿轮传动齿面的接触疲劳强度应同时取决于大、小齿轮。实用中斜齿轮传动的许用接触应力约可取为 $[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)/2$, 当 $[\sigma_H] > 1.23[\sigma_H]_2$ 时,应取 $[\sigma_H] = 1.23[\sigma_H]_2$ 。 $[\sigma_H]_2$ 为较软齿面的许用接触应力。

例题 10-2 按例题 10-1 的数据,改用斜齿圆柱齿轮传动,试设计此传动。

【解】 1. 选精度等级、材料及齿数

- 1) 材料及热处理仍按例题 10-1;
- 2) 精度等级仍选 7 级精度;
- 3) 仍选小齿轮齿数 $z_1 = 24$, 大齿轮齿数 $z_2 = 77$;
- 4) 选取螺旋角。初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$

2. 按齿面接触强度设计

按式(10-21)试算,即

$$d_{11} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_1 T_1}{\phi_d \epsilon_\alpha} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式内的各计算数值

(1) 试选 $K_t = 1.6$ 。

(2) 由图 10-30 选取区域系数 $Z_H = 2.433$ 。

(3) 由图 10-26 查得 $\epsilon_{a1} = 0.78, \epsilon_{a2} = 0.87$, 则 $\epsilon_\alpha = \epsilon_{a1} + \epsilon_{a2} = 1.65$ 。

(4) 许用接触应力

$$[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)/2 = (540 + 522.5)/2 \text{ MPa} = 531.25 \text{ MPa}$$

其余参数均与例题 10-1 相同。

2) 计算

(1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{t1} , 由计算公式得

$$d_{t1} \geq \sqrt{\frac{2 \times 1.6 \times 9.948 \times 10^4}{1 \times 1.65} \times \frac{4.2}{3.2} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{531.25} \right)^2} \text{ mm} = 57.62 \text{ mm}$$

(2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{t1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 57.62 \times 960}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 2.9 \text{ m/s}$$

(3) 计算齿宽 b 及模数 m_m

$$b = \phi_d d_{t1} = 1 \times 57.62 \text{ mm} = 57.62 \text{ mm}$$

$$m_m = \frac{d_{t1} \cos \beta}{z_1} = \frac{57.62 \times \cos 14^\circ}{24} \text{ mm} = 2.33 \text{ mm}$$

$$h = 2.25 m_m = 2.25 \times 2.33 \text{ mm} = 5.24 \text{ mm}$$

$$b/h = 57.62/5.24 = 10.99$$

(4) 计算纵向重合度 ϵ_β

$$\epsilon_\beta = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 24 \times \tan 14^\circ = 1.903$$

(5) 计算载荷系数 K

已知使用系数 $K_A = 1$ 。

根据 $v = 2.97 \text{ m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.11$; 由表 10-4 查得 $K_{H\beta}$ 的计算公式与直齿轮的相同, 故

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2) \times 1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 57.62 = 1.42$$

由图 10-13 查得 $K_{F\beta} = 1.35$;

由表 10-3 查得 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.4$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.11 \times 1.4 \times 1.42 = 2.21$$

(6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径, 由式 (10-10a) 得

$$d_1 = d_{t1} \sqrt[3]{K/K_t} = 57.62 \times \sqrt[3]{2.21/1.6} \text{ mm} = 64.17 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{64.17 \times \cos 14^\circ}{24} \text{ mm} = 2.59 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲强度设计

由式 (10-17)

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2 \epsilon_\alpha} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

1) 确定计算参数

(1) 计算载荷系数

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.11 \times 1.4 \times 1.35 = 2.10$$

(2) 根据纵向重合度 $\epsilon_\beta = 1.903$, 从图 10-28 查得螺旋角影响系数 $Y_\beta = 0.88$ 。

(3) 计算当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 14^\circ} = 26.27$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{77}{\cos^3 14^\circ} = 84.29$$

(4) 查取齿形系数

由表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.592$; $Y_{Fa2} = 2.211$

(5) 查取应力校正系数

由表 10-5 查得 $Y_{Sa1} = 1.596$; $Y_{Sa2} = 1.774$

其余参数与例题 10-1 相同。

(6) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.592 \times 1.596}{303.57} = 0.01363$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.211 \times 1.774}{238.86} = 0.01642$$

大齿轮的数值大。

2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt{\frac{2 \times 2.10 \times 9.948 \times 10^4 \times 0.88 \times (\cos 14^\circ)^2}{1 \times 24^2 \times 1.65}} \times 0.01642 \text{ mm} = 1.82 \text{ mm}$$

对比计算结果, 由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数, 取 $m_n = 2.0 \text{ mm}$, 已可满足弯曲强度。但为了同时满足接触疲劳强度, 需按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1 = 64.17 \text{ mm}$ 来计算应有的齿数。于是由

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{64.17 \cos 14^\circ}{2} = 31.13,$$

取 $z_1 = 31$, 则 $z_2 = uz_1 = 3.2 \times 31 = 99$ 。

4. 几何尺寸计算

1) 计算中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(31 + 99) \times 2}{2 \times \cos 14^\circ} \text{ mm} = 133.98 \text{ mm}$$

将中心距圆整为 134 mm 。

2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(31 + 99) \times 2}{2 \times 134} = 14^\circ 2' 5''$$

因 β 值改变不多, 故参数 ϵ_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

3) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{31 \times 2}{\cos 14^\circ 2' 5''} = 63.9 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{99 \times 2}{\cos 14^\circ 2' 5''} = 204.09 \text{ mm}$$

4) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 63.9 \text{ mm} = 63.9 \text{ mm}$$

圆整后取 $B_2 = 65 \text{ mm}$; $B_1 = 70 \text{ mm}$ 。

5) 结构设计

以大齿轮为例。因内轮齿顶圆直径大于 160 mm , 而又小于 500 mm , 故以选用腹板式结构为宜。其它有关尺寸按图 10-39 荐用的结构尺寸设计(尺寸计算从略), 并绘制大齿轮零件图如图 10-32 所示。

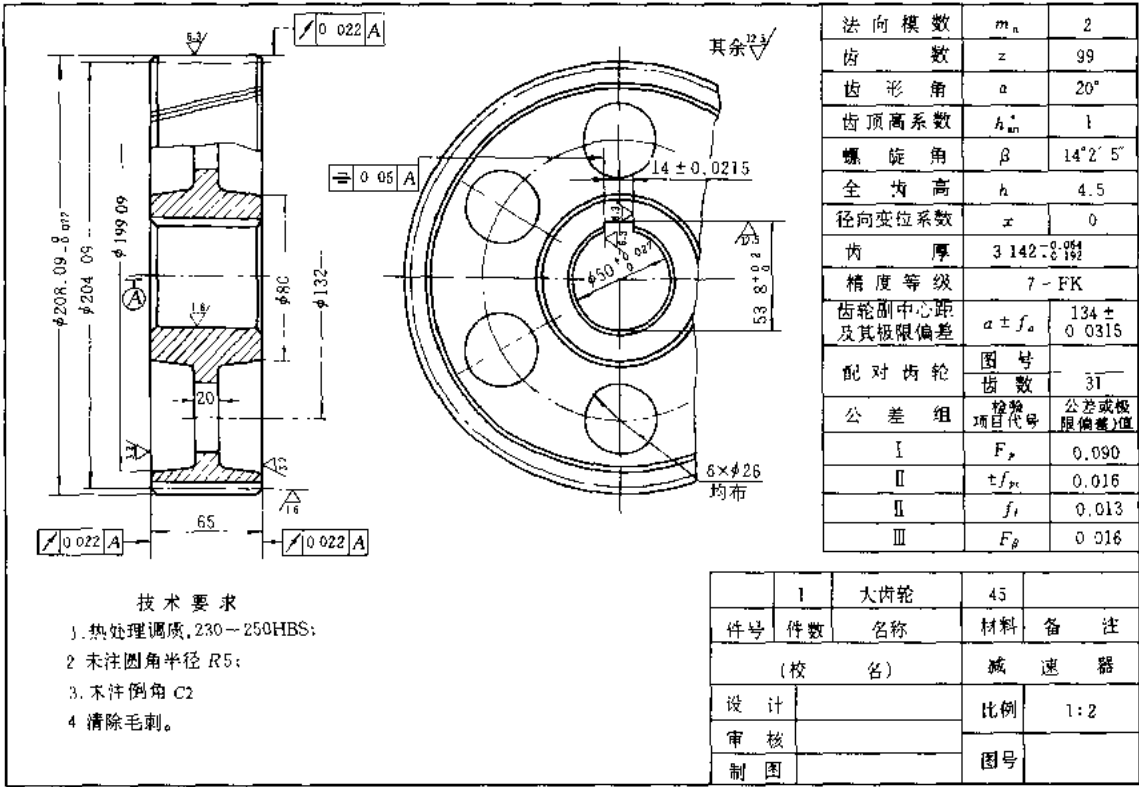


图 10-32 大齿轮零件图

比较例题 10-1 和例题 10-2 可知, 在工作条件完全相同的情况下, 采用斜齿轮传动可比直齿轮传动获得较小的传动几何尺寸; 也就是说, 斜齿轮传动比直齿轮传动具有较大的承载能力。

例题 10-3 按例题 10-2 的数据, 改用硬齿面齿轮, 试设计此传动。

[解] 1. 选精度等级、材料及齿数

1) 材料及热处理 由表 10-1 选得大、小齿轮的材料均为 40 Cr, 并经调质及表面淬火, 齿面硬度为 48~55 HRC。

2) 表面淬火, 轮齿变形不大, 故精度等级、大小齿轮的齿数及螺旋角与例题 10-2 同。

2. 按齿面接触强度设计

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \epsilon_\alpha} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{z_H z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式内的各计算数值

(1) 因大、小齿轮均为硬齿面, 故宜选取稍小的齿宽系数, 现取 $\phi_d = 0.8$ 。

(2) 由图 10-21e 查得 $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 1100 \text{ MPa}$ 。

(3) 计算接触疲劳许用应力(失效概率 1%, 安全系数 $S = 1$)

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{H\beta1} \sigma_{H\lim1}}{S} = 0.9 \times 1100 \text{ MPa} = 990 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{H\beta2} \sigma_{H\lim2}}{S} = 0.95 \times 1100 \text{ MPa} = 1045 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)/2 = (990 + 1045)/2 \text{ MPa} = 1017.5 \text{ MPa}$$

其余参数均与例题 10-2 相同。

2) 计算

(1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{t1}

$$d_{t1} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 9.948 \times 10^4}{0.8 \times 1.65} \times \frac{4.2}{3.2} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{1017.5}\right)^2} \text{ mm} = 40.25 \text{ mm}$$

(2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{t1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 40.25 \times 960}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 2.023 \text{ m/s}$$

(3) 计算齿宽 b 及模数 m_n

$$b = \phi_d d_{t1} = 0.8 \times 40.25 \text{ mm} = 32.2 \text{ mm}$$

$$m_n = \frac{d_{t1} \cos \beta}{z_1} = \frac{40.25 \times \cos 14^\circ}{24} \text{ mm} = 1.63 \text{ mm}$$

$$h = 2.25 m_n = 3.67 \text{ mm}$$

$$b/h = 32.2/3.67 = 8.77$$

(4) 计算纵向重合度 ϵ_β

$$\epsilon_\beta = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 0.8 \times 24 \times \tan 14^\circ = 1.522$$

(5) 计算载荷系数 K

根据 $v = 2.023 \text{ m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.09$; 由表 10-3 查得 $K_{H\alpha} = K_{t\alpha} = 1.4$; 从表 10-4 中的硬齿面齿轮栏查得小齿轮相对支承非对称布置, 6 级精度、 $K_{H\beta} \leq 1.34$ 时

$$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$$

$$\text{故 } K_{H\beta} = 1.05 + 0.26 \times (1 + 0.6 \times 0.8^2) \times 0.8^2 + 0.16 \times 10^{-3} \times 32.2 = 1.285$$

考虑齿轮为 7 级精度, 取 $K_{H\beta} = 1.295$, 故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.09 \times 1.4 \times 1.295 = 1.976$$

另由图 10-13 查得 $K_{F\beta} = 1.26$ 。

(6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径

$$d_1 = d_{t1} \sqrt[3]{K/K_t} = 40.25 \times \sqrt[3]{1.976/1.6} \text{ mm} = 43.184 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{43.184 \times \cos 14^\circ}{24} \text{ mm} = 1.746 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲疲劳强度设计

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^3 E_s} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

1) 确定计算参数

(1) 计算载荷系数

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.09 \times 1.4 \times 1.26 = 1.923$$

(2) 由图 10-20d 查得齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 620 \text{ MPa}$; 弯曲疲劳寿命系数及安全系数与例

题 10-1 同;

(3) 计算弯曲疲劳许用应力

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FM1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 620}{1.4} \text{ MPa} = 376.43 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FM2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 620}{1.4} \text{ MPa} = 389.7 \text{ MPa}$$

(4) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.592 \times 1.596}{376.43} = 0.01099$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.211 \times 1.774}{389.7} = 0.01007$$

小齿轮的数值较大。

2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.923 \times 9.948 \times 10^4 \times 0.88 \times (\cos 14^\circ)^2}{0.8 \times 24^2 \times 1.65}} \times 0.01099 \text{ mm} = 1.66 \text{ mm}$$

对比计算结果,由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 与由齿根弯曲疲劳强度计算的齿面模数相差不大,取标准值 $m_n = 2 \text{ mm}$,取分度圆直径 $d_1 = 43.184 \text{ mm}$ 。

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{43.184 \times \cos 14^\circ}{2} = 20.95$$

取 $z_1 = 21$, 则 $z_2 = uz_1 = 3.2 \times 21 = 67.2$, 取 $z_2 = 67$ 。

4. 几何尺寸计算

1) 计算中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(21 + 67) \times 2}{2 \times \cos 14^\circ} \text{ mm} = 90.694 \text{ mm}$$

将中心距圆整为 91 mm 。

2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(21 + 67) \times 2}{2 \times 91} = 14^\circ 45' 10''$$

因 β 值改变不多,故参数 ϵ_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

3) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{21 \times 2}{\cos 14^\circ 45' 10''} \text{ mm} = 43.43 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{67 \times 2}{\cos 14^\circ 45' 10''} \text{ mm} = 138.57 \text{ mm}$$

4) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 0.8 \times 43.43 = 34.74 \text{ mm}$$

圆整后取 $B_2 = 35 \text{ mm}$; $B_1 = 40 \text{ mm}$ 。

比较例题 10-2 和例 10-3 可以看到,硬齿面齿轮传动的几何尺寸明显小于软齿面齿轮传动的几何尺寸。因此,近年来随着生产技术的提高,齿轮传动愈来愈多地采用了硬齿面。

§ 10-8 标准锥齿轮传动的强度计算

由于工作要求的不同,锥齿轮传动可设计成不同的型式。下面着重介绍最常用的、轴交角

(一) 设计参数

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \cot \delta_1 = \tan \delta_2 \quad (\text{a})$$

$$\frac{d_{m1}}{d_1} = \frac{d_{m2}}{d_2} = \frac{R - 0.5b}{R} = 1 - 0.5 \frac{b}{R} \quad (c)$$

$$d_m = d(1 - 0.5\phi_R) \quad (\text{d})$$
[illegible]

图 10-33 直齿锥齿轮传动的几何参数

现以 m_m 表示当量直齿圆柱齿轮的模数,亦即锥齿轮平均分度圆上轮齿的模数(简称平均模数),则当量齿数 z_v 为

• 222 •

$$\text{当量齿轮的齿数比} \quad u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = u^2 \quad (g)$$

显然,为使锥齿轮不致发生根切,应使当量齿数不小于直齿圆柱齿轮的根切齿数。另外,由式(d)极易得出平均模数 m_m 和大端模数 m 的关系为

$$m_m = m(1 - 0.5\phi_R) \quad (h)$$

(二) 轮齿的受力分析

直齿锥齿轮齿面上所受的法向载荷 F_n 通常都视为集中作用在平均分度圆上,即在齿宽中点的法向截面 $N-N$ ($Pabc$ 平面)内(图 10-34)。与圆柱齿轮一样,将法向载荷 F_n 分解为切于分度圆锥面的周向分力(圆周力) F_t 及垂直于分度圆锥母线的分力 F' ,再将力 F' 分解为径向分力 F_{r1} 及轴向分力 F_{a1} 。小锥齿轮轮齿上所受各力的方向如图所示,各力的大小分别为

$$\left. \begin{aligned} F_t &= \frac{2T_1}{d_{m1}} \\ F' &= F_t \tan \alpha \\ F_{r1} &= F' \cos \delta_1 = F_t \tan \alpha \cos \delta_1 = F_{a2} \\ F_{a1} &= F' \sin \delta_1 = F_t \tan \alpha \sin \delta_1 = F_{r2} \\ F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (10-22)$$

式中 F_{r1} 与 F_{a2} 及 F_{a1} 与 F_{r2} 大小相等,方向相反。

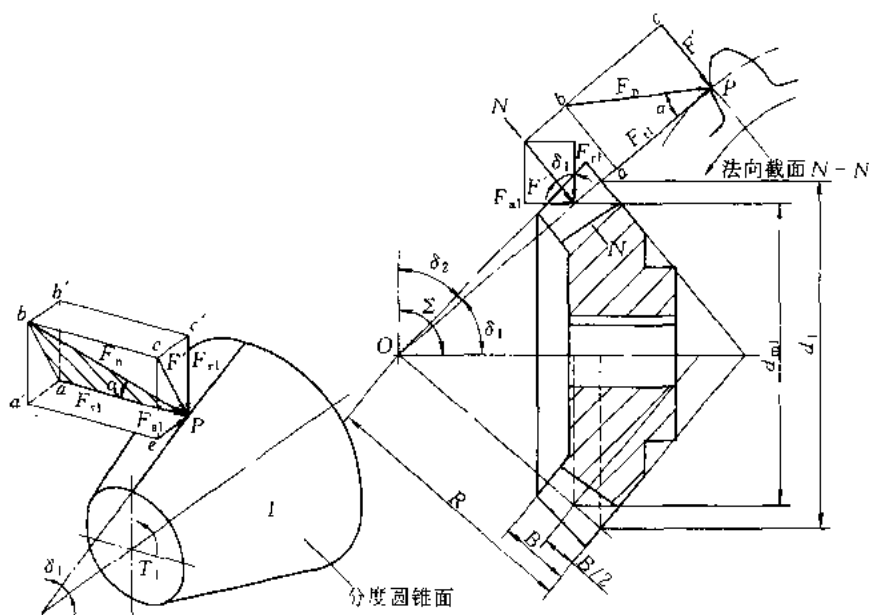


图 10-34 直齿锥齿轮的轮齿受力分析

(三) 齿根弯曲疲劳强度计算

直齿锥齿轮的弯曲疲劳强度可近似地按平均分度圆处的当量圆柱齿轮进行计算。因而可直接沿用式(10-4)得

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm_m} \leq [\sigma_F]$$

直齿锥齿轮的载荷系数同样为 $K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$, 其中使用系数 K_A 可由表 10-2 查取; 动载系数 K_V 可按图 10-8 中低一级的精度线及 v_m (m/s) 查取; 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 及 $K_{F\alpha}$ 可取为 1; 齿向载荷分布系数可按下式计算:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta e}$$

式中 $K_{H\beta e}$ 是轴承系数, 可从表 10-9 中查取。

表 10-9 轴承系数 $K_{H\beta e}$

应用	小轮和大轮的支承		
	两者都是两端支承	一个两端支承一个悬臂	两者都是悬臂
飞机	1.00	1.10	1.25
车辆	1.00	1.10	1.25
工业用、船舶用	1.10	1.25	1.50

Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 分别为齿形系数及应力校正系数, 按当量齿数 z_v 查表 10-5。

引入式(h), 得

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm(1-0.5\phi_R)} \leq [\sigma_F] \quad (10-23)$$

引入式(b), 得

$$b = R\phi_R = d_1 \phi_R \frac{\sqrt{u^2+1}}{2} = mz_1 \phi_R \frac{\sqrt{u^2+1}}{2}$$

并将

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_1}{m_m z_1} = \frac{2T_1}{m(1-0.5\phi_R)z_1}$$

代入式(10-23), 可得

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} \quad (10-24)$$

式(10-24)为设计计算公式; 式(10-23)为校核计算公式。两式中 σ_F 、 $[\sigma_F]$ 的单位为 MPa, m 的单位为 mm, 其余各符号的意义和单位同前。

(四) 齿面接触疲劳强度计算

直齿锥齿轮的齿面接触疲劳强度, 仍按平均分度圆处的当量圆柱齿轮计算, 工作齿宽即为锥齿轮的齿宽 b 。按式(10-6)计算齿面接触疲劳强度时, 式中的综合曲率为

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_{v1}} + \frac{1}{\rho_{v2}} \quad (i)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho_{v1} &= \frac{d_{v1}}{2} \sin \alpha \\ \rho_{v2} &= \frac{u_v d_{v1}}{2} \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (j)$$

将式(e)代入上式,得

$$\left. \begin{aligned} \rho_{v1} &= \frac{d_{m1} \sin \alpha}{2 \cos \delta_1} \\ \rho_{v2} &= \frac{u_v d_{m1} \sin \alpha}{2 \cos \delta_1} \end{aligned} \right\} \quad (k)$$

将上式代入式(i),可得

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{u_v} \right) \quad (l)$$

将式(1)及 $u_v = u^2$ 、 $\cos \delta_1 = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}$ 、式(10-1)、式(10-22)等代入式(10-6),并令接触线长度 $L = b$,得

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{p_{ca}}{\rho_{\Sigma}}} \cdot Z_E = \sqrt{\frac{KF_1}{b \cos \alpha} \cdot \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{u^2} \right)} \cdot Z_E = Z_E Z_H \sqrt{\frac{KF_1}{b} \cdot \frac{u / \sqrt{u^2 + 1}}{d_1 (1 - 0.5 \phi_R)} \left(\frac{u^2 + 1}{u^2} \right)} \\ &= Z_E Z_H \sqrt{\frac{2 KT_1}{(1 - 0.5 \phi_R)^2 b d_1^2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} = Z_E Z_H \sqrt{\frac{4 KT_1}{\phi_R (1 - 0.5 \phi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma_H] \end{aligned}$$

对 $\alpha = 20^\circ$ 的直齿锥齿轮, $Z_H = 2.5$, 于是可得

$$\sigma_H = 5 Z_E \sqrt{\frac{KT_1}{\phi_R (1 - 0.5 \phi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma_H] \quad (10-25)$$

$$d_1 \geq 2.92 \sqrt[3]{\left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2 \frac{KT_1}{\phi_R (1 - 0.5 \phi_R)^2 u}} \quad (10-26)$$

式(10-26)为设计计算公式;式(10-25)为校核计算公式。两式中 σ_H 、 $[\sigma_H]$ 的单位为 MPa, d_1 的单位为 mm, 其余各符号的意义和单位同前。

(五) 曲齿锥齿轮传动简介

曲齿锥齿轮传动较之直齿锥齿轮传动具有重合度大、承载能力高、传动效率高、传动平稳、噪声小等优点,因而获得了日益广泛的应用。

曲齿锥齿轮有圆弧齿(简称弧齿,为格里森制齿轮)及长幅外摆线齿(为奥里康制齿轮)等。格里森制弧齿锥齿轮传动的压力角 α 取为 20° , 平均分度圆处的轮齿螺旋角 β_m (图 10-35) 取为 30° 或 0° (零度弧齿锥齿轮)。

零度弧齿锥齿轮传动较之直齿锥齿轮传动,平稳性及生产率都高,并因 $\beta_m = 0$, 轴向力的方向亦不随转矩方向的改变而改变。经磨制的零度弧齿锥齿轮传动,圆周速度可达 50 m/s。零度弧齿锥齿轮传动多用来取代直齿锥齿轮传动。

弧齿锥齿轮的轴向力的方向与齿轮的转向及轮齿的螺旋方向有关,设计时应使齿轮所受的轴向力有使齿隙增大的作用,以免啮合的轮齿楔紧。

弧齿锥齿轮传动的强度目前是按美国格里森齿轮公司提供的方法计算,该计算方法比较具体,详尽地反映了

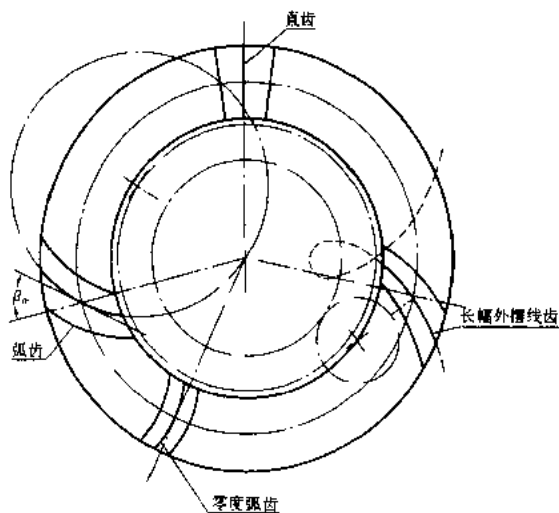


图 10-35 曲齿锥齿轮

弧齿锥齿轮传动中轮齿实际受力的状况和所产生的弯曲应力及接触应力的大小,并提供了较为完备的设计资料,可参阅有关文献或手册。

§ 10-9 变位齿轮传动强度计算概述

变位齿轮传动的受力分析及强度计算的原理与标准齿轮传动的一样。

经变位修正后的轮齿齿形有变化,故轮齿弯曲强度计算式中的齿形系数 Y_{Fa} 及应力校正系数 Y_{Sa} 也随之改变,但进行弯曲强度计算时,仍沿用标准齿轮传动的公式。

变位齿轮的齿形系数 Y_{Fa} 及应力校正系数 Y_{Sa} 的具体数值可查阅[37]。

在一定的齿数范围内(如 80 齿以内),正变位齿轮的齿厚增加(即 Y_{Fa} 减小),尽管齿根圆角半径有所减小(即 Y_{Sa} 有所增大),但 $Y_{Fa}Y_{Sa}$ 的乘积仍然减小。因而对齿轮采取正变位修正,可以提高轮齿的弯曲强度。

在变位齿轮传动中,分别以 x_2 、 x_1 代表大、小齿轮的变位系数, x_Σ 代表配对齿轮的变位系数和,即 $x_\Sigma = x_1 + x_2$ 。对于 $x_\Sigma = 0$ 的高度变位齿轮传动,轮齿的接触强度未变,故高度变位齿轮传动的接触强度计算仍沿用标准齿轮传动的公式。对于 $x_\Sigma \neq 0$ 的角度变位齿轮传动,其轮齿接触强度的变化由区域系数 Z_H 来体现。

角度变位的直齿圆柱齿轮传动的区域系数为

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \tan \alpha'}}$$

角度变位的斜齿圆柱齿轮传动的区域系数为

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha'_t}}$$

式中 α_t 、 α'_t 分别为变位斜齿轮传动的端面压力角及端面啮合角。

角度变位齿轮传动的区域系数 Z_H 的具体数值可查阅[37]。

$x_\Sigma > 0$ 的角度变位齿轮传动,节点的啮合角 $\alpha' > \alpha$ (或 $\alpha'_t > \alpha_t$),可使区域系数 Z_H 减小,因而提高了轮齿的接触强度。

渐开线齿轮传动可借适当的变位修正获得所需要的特性,满足一定的使用要求。为了提高外啮合齿轮传动的弯曲强度和接触强度,增强耐磨性及抗胶合能力,推荐采用的变位系数列于表 10-10 中(或参考[37]确定)。按表中所列变位系数设计制造的齿轮传动皆能确保轮齿不产生根切与干涉、端面重合度 $\epsilon_a \geq 1.2$ 及齿顶厚 $s_a \geq 0.25 m_n$ 。对于斜齿圆柱齿轮或直齿锥齿轮,按当量齿数 z_v 查表,所得变位系数对斜齿圆柱齿轮为法向数值(x_{n1} 、 x_{n2})。

锥齿轮传动通常不作角度变位。但为使大、小齿轮轮齿的弯曲强度相近,可对锥齿轮传动进行切向变位修正。

表 10-10 提高外啮合齿轮传动强度的变位系数推荐值

$z_1(z_v)$	$x(x_n)$ 适用性①	$z_2(z_d)$															
		22		28		34		42		50		65		80		100	
		x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
15	I	0.28	0.75	0.26	1.04	0.23	1.32	0.20	1.53	0.25	1.65	0.26	1.87	0.30	2.14	0.36	2.32
	II	0.73	0.32	0.79	0.35	0.83	0.34	0.92	0.32	0.97	0.31	0.80	0.04	0.73	-0.15	0.71	-0.22
	III	0.55	0.54	0.60	0.63	0.63	0.72	0.68	0.88	0.66	1.02	0.67	1.22	0.67	1.36	0.66	1.70
18	I	0.58	0.64	0.40	1.02	0.30	1.30	0.29	1.48	0.30	1.63	0.41	1.89	0.48	2.08	0.52	2.31
	II	0.81	0.38	0.89	0.38	0.93	0.37	1.02	0.36	1.05	0.36	1.10	0.40	1.14	0.40	1.00	0.28
	III	0.60	0.63	0.63	0.72	0.67	0.82	0.68	0.94	0.70	1.11	0.71	1.35	0.71	1.61	0.71	1.90
22	I	0.68	0.68	0.59	0.94	0.48	1.20	0.40	1.48	0.43	1.60	0.53	1.80	0.61	1.99	0.65	2.19
	II	0.95	0.39	1.04	0.40	1.08	0.38	1.18	0.38	1.20	0.42	1.10	0.36	1.15	0.26	1.12	0.22
	III	0.67	0.67	0.71	0.81	0.74	0.90	0.76	1.03	0.76	1.17	0.76	1.44	0.76	1.73	0.76	1.98
28	I	—		0.86	0.86	0.80	1.08	0.72	1.33	0.64	1.60	0.70	1.82	0.75	2.04	0.80	2.22
	II			1.26	0.42	1.30	0.36	1.24	0.31	1.20	0.25	1.17	0.18	1.16	0.12	1.12	0.08
	III			0.85	0.85	0.86	1.00	0.88	1.12	0.91	1.26	0.88	1.56	0.87	1.85	0.86	2.12
34	I	—		—		1.00	1.00	0.88	1.30	0.80	1.58	0.83	1.79	0.89	1.97	0.94	2.18
	II					1.34	0.34	1.26	0.26	1.25	0.20	1.20	0.15	1.16	0.07	1.13	0.00
	III					1.00	1.00	1.00	1.16	1.00	1.31	0.99	1.55	0.98	1.80	1.00	2.15

注：① I—适用于提高接触强度；II—适用于提高弯曲强度；III—适用于提高耐磨性及抗胶合能力。

§ 10-10 齿轮的结构设计

通过齿轮传动的强度计算,只能确定出齿轮的主要尺寸,如齿数、模数、齿宽、螺旋角、分度圆直径等,而齿圈、轮辐、轮毂等的结构形式及尺寸大小,通常都由结构设计而定。

齿轮的结构设计与齿轮的几何尺寸、毛坯、材料、加工方法、使用要求及经济性等因素有关。进行齿轮的结构设计时,必须综合地考虑上述各方面的因素。通常是先按齿轮的直径大小,选定合适的结构形式,然后再根据荐用的经验数据,进行结构设计。

对于直径很小的钢制齿轮(图 10-36),当为圆柱齿轮时,若齿根圆到键槽底部的距离 $e < 2m_n$ (m_n 为端面模数);当为锥齿轮时,按齿轮小端尺寸计算而得的 $e < 1.6m$ 时,均应将齿轮和轴做成一体,叫做齿轮轴(图 10-37)。若 e 值超过上述尺寸时,齿轮与轴以分开制造为合理。

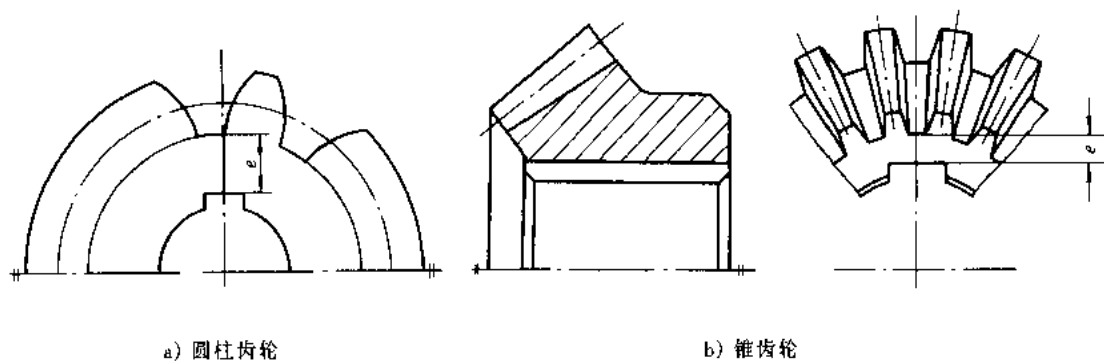


图 10-36 齿轮结构尺寸 e

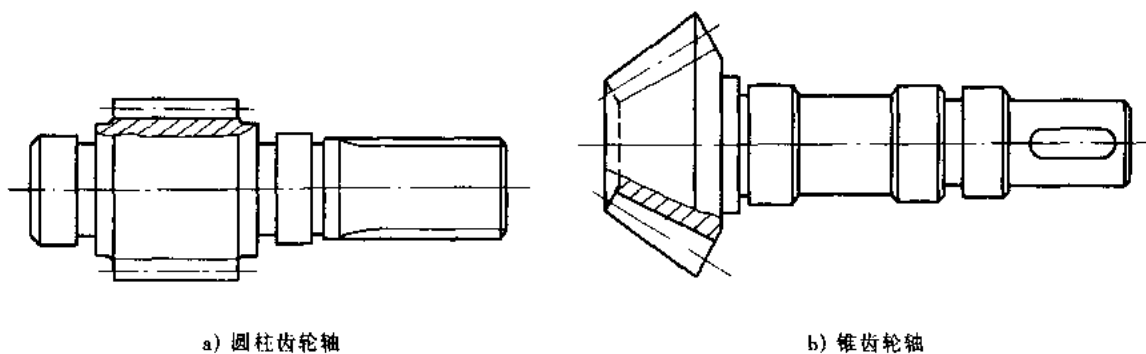


图 10-37 齿轮轴

当齿顶圆直径 $d_a \leq 160 \text{ mm}$ 时, 可以做成实心结构的齿轮(图 10-36 及图 10-38)。但航空产品中的齿轮, 虽 $d_a \leq 160 \text{ mm}$, 也有做成腹板式的(图 10-39)。当齿顶圆直径 $d_a < 500 \text{ mm}$ 时, 可做成腹板式结构(图 10-39), 腹板上开孔的数目按结构尺寸大小及需要而定。

齿顶圆直径 $d_a > 300 \text{ mm}$ 的铸造锥齿轮, 可做成带加强肋的腹板式结构(图 10-40), 加强肋的厚度 $C_1 \approx 0.8 C$, 其它结构尺寸与腹板式相同。

当齿顶圆直径 $400 < d_a < 1000 \text{ mm}$ 时, 可做成轮辐截面为“十”字形的轮辐式结构的齿轮(图 10-41)。

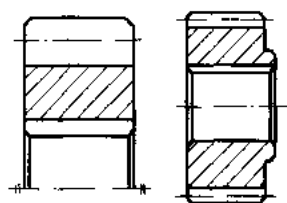
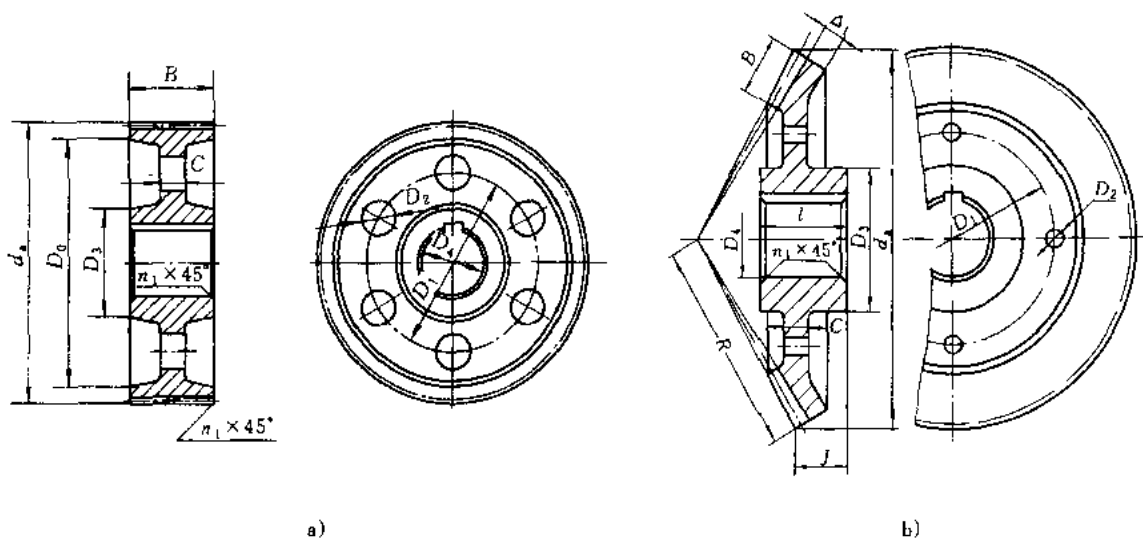


图 10-38 实心结构的齿轮



$$D_1 \approx (D_0 + D_3)/2; D_2 \approx (0.25 \sim 0.35)(D_0 - D_3);$$

$$D_3 \approx 1.6 D_a (\text{钢材}); D_3 \approx 1.7 D_a (\text{铸铁}); n_1 \approx 0.5 m_n; r \approx 5 \text{ mm};$$

$$\text{圆柱齿轮: } D_0 \approx d_a - (10 \sim 14) m_n; C \approx (0.2 \sim 0.3) B;$$

$$\text{锥齿轮: } l \approx (1 \sim 1.2) D_1; C \approx (3 \sim 4) m; \text{尺寸 } J \text{ 由结构设计而定}; \Delta_1 \approx (0.1 \sim 0.2) B$$

常用齿轮的 C 值不应小于 10 mm , 航空用齿轮可取 $C \approx 3 \sim 6 \text{ mm}$

图 10-39 腹板式结构的齿轮 ($d_a < 500 \text{ mm}$)

为了节约贵重金属,对于尺寸较大的圆柱齿轮,可做成组装齿圈式的结构(图 10-42)。齿圈用钢制,而轮芯则用铸铁或铸钢。

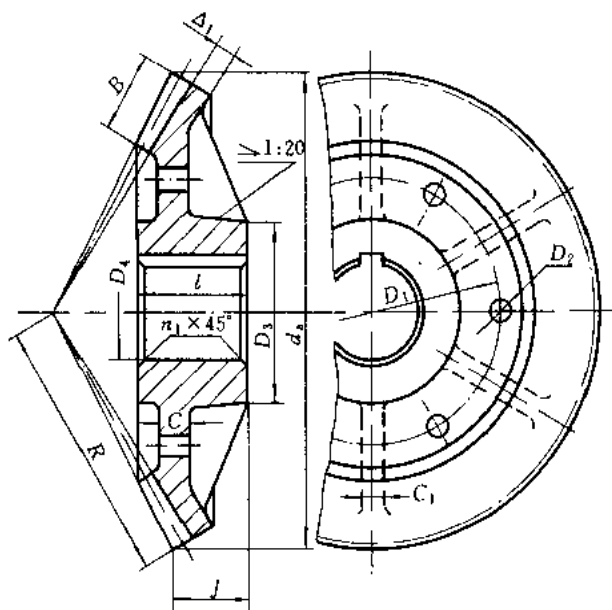
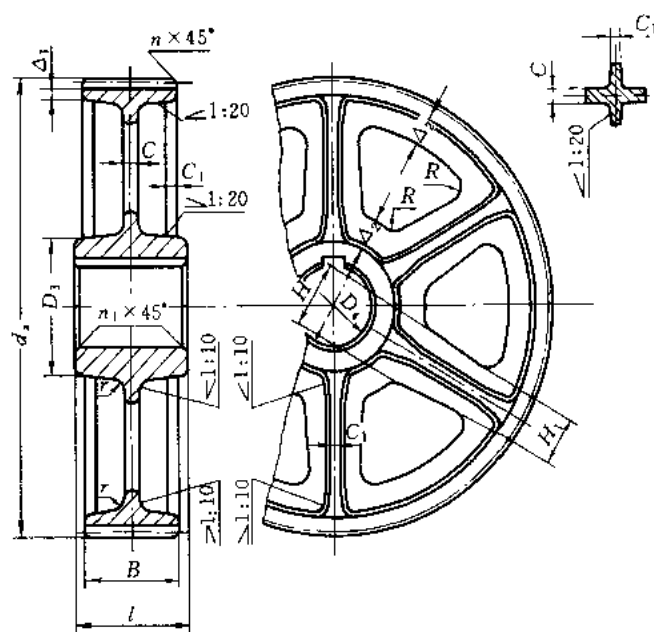


图 10-40 带加强肋的腹板式锥齿轮 ($d_s > 300 \text{ mm}$)



$B < 240 \text{ mm}$; $D_3 \approx 1.6 D_4$ (铸钢); $D_3 \approx 1.7 D_4$ (铸铁); $\Delta_1 \approx (3-4) m_n$, 但不应小于 8 mm ;
 $\Delta_2 \approx (1 \sim 1.2) \Delta_1$; $H \approx 0.8 D_4$ (铸钢); $H \approx 0.9 D_4$ (铸铁); $H_1 \approx 0.8 H$; $C \approx H/5$; $C_1 \approx H/6$;
 $R \approx 0.5 H$; $1.5 D_4 > l \geq B$; 轮辐数常取为 6

图 10-41 轮辐式结构的齿轮 ($400 < d_s < 1000 \text{ mm}$)

用尼龙等工程塑料模压出来的齿轮,也可参照图 10-38 或图 10-39 所示的结构及尺寸进

行结构设计。用夹布塑胶等非金属材料制造的齿轮结构见图 10-43。

进行齿轮结构设计时,还要进行齿轮和轴的联接设计。通常采用单键联接。但当齿轮转速较高时,要考虑轮芯的平衡及对中性。这时齿轮和轴的联接应采用花键或双键联接。对于沿轴滑移的齿轮,为了操作灵活,也应采用花键或双导键联接。关于键和花键联接参看第六章。

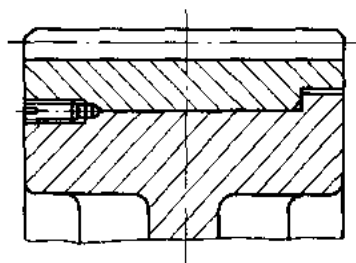


图 10-42 组装齿圈的结构

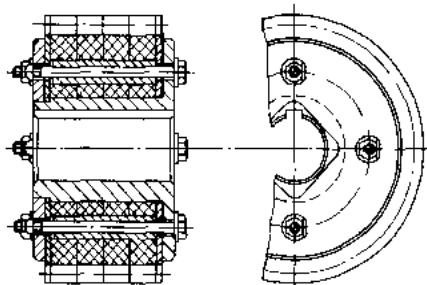


图 10-43 用非金属板材制造的齿轮的组装结构

§ 10-11 齿轮传动的润滑

齿轮在传动时,相啮合的齿面间有相对滑动,因此就要发生摩擦和磨损,增加动力消耗,降低传动效率。特别是高速传动,就更需要考虑齿轮的润滑。

轮齿啮合面间加注润滑剂,可以避免金属直接接触,减少摩擦损失,还可以散热及防锈蚀。因此,对齿轮传动进行适当地润滑,可以大为改善轮齿的工作状况,确保运转正常及预期的寿命。

(一) 齿轮传动的润滑方式

开式及半开式齿轮传动,或速度较低的闭式齿轮传动,通常用人工工作周期性加油润滑,所用润滑剂为润滑油或润滑脂。

通用的闭式齿轮传动,其润滑方法根据齿轮的圆周速度大小而定。当齿轮的圆周速度 $v < 12 \text{ m/s}$ 时,常将大齿轮的轮齿浸入油池中进行浸油润滑(图 10-44)。这样,齿轮在传动时,就把润滑油带到啮合的齿面上,同时也将油甩到箱壁上,借以散热。齿轮浸入油中的深度可视齿轮的圆周速度大小而定,对圆柱齿轮通常不宜超过一个齿高,但一般亦不应小于 10 mm ;对锥齿轮应浸入全齿宽,至少应浸入齿宽的一半。在多级齿轮传动中,可借带油轮将油带到未浸入油池内的齿轮的齿面上(图 10-45)。

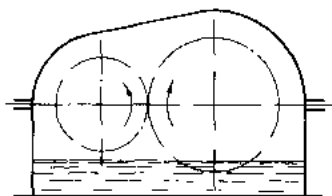


图 10-44 浸油润滑

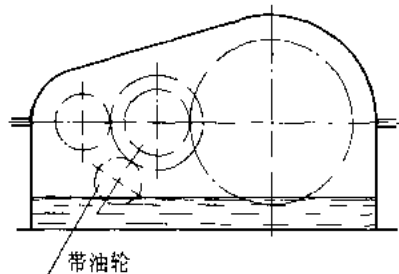


图 10-45 用带油轮带油

油池中的油量多少,取决于齿轮传递功率的大小。对单级传动,每传递 1 kW 的功率,需油量

约为 0.35 ~ 0.7 L。对于多级传动,需油量按级数成倍地增加。

当齿轮的圆周速度 $v > 12 \text{ m/s}$ 时,应采用喷油润滑(图 10-46),即由油泵或中心供油站以一定的压力供油,借喷嘴将润滑油喷到轮齿的啮合面上。当 $v \leq 25 \text{ m/s}$ 时,喷嘴位于轮齿啮入边或啮出边均可;当 $v > 25 \text{ m/s}$ 时,喷嘴应位于轮齿啮出的一边,以便借润滑油及时冷却刚啮合过的轮齿,同时亦对轮齿进行润滑。

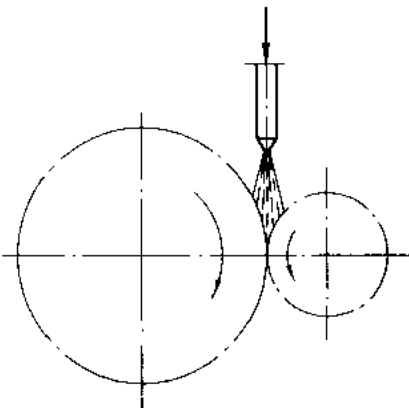


图 10-46 喷油润滑

(二) 润滑剂的选择

齿轮传动常用的润滑剂为润滑油或润滑脂。所用的润滑油或润滑脂的牌号按表 10-11 选取;润滑油的粘度按表 10-12 选取。

表 10-11 齿轮传动常用的润滑剂^①

名 称	牌 号	运动粘度 $\nu/\text{cSt}(40\text{ }^{\circ}\text{C})$	应 用
全损耗系统用油 (GB/T 443—1989)	L-AN46	41.4 ~ 50.6	适用于对润滑油无特殊要求的锭子、轴承、齿轮和其它低负荷机械等部件的润滑
	L-AN68	61.2 ~ 74.8	
	L-AN100	90.0 ~ 110.0	
工业齿轮油 (SY 1172—88)	68	61.2 ~ 74.8	适用于工业设备齿轮的润滑
	100	90 ~ 110	
	150	135 ~ 165	
	220	198 ~ 242	
	320	288 ~ 352	
中负荷工业齿轮油 (GB/T 5903—86)	68	61.2 ~ 74.8	适用于煤炭、水泥和冶金等工业部门的大型闭式齿轮传动装置的润滑
	100	90 ~ 110	
	150	135 ~ 165	
	220	198 ~ 242	
	320	288 ~ 352	
	460	414 ~ 506	
普通开式 齿轮油 (SY 1232—85)	68 100 150	100 $^{\circ}\text{C}$	主要适用于开式齿轮、链条和钢丝绳的润滑
		60 ~ 75	
		90 ~ 110	
		135 ~ 165	

表 10-11(完)

名 称	牌 号	运动粘度 ν /cSt(40 °C)	应 用
硫-磷型极压 工业齿轮油	120 150 200 250 300 350	50 °C	适用于经常处于边界润滑的重载、高冲击的直、斜齿轮 和蜗轮装置及轧钢机齿轮装置
		110 ~ 130	
		130 ~ 170	
		180 ~ 220	
		230 ~ 270	
		280 ~ 320	
钙钠基润滑脂 (ZBE 86001—88)	ZGN-2		适用于 80 ~ 100 °C, 有水分或较潮湿的环境中工作的齿 轮传动, 但不适于低温工作情况
	ZGN-3		
石墨钙基润滑脂 (ZBE 36002—88)	ZG-S		适用于起重机底座的齿轮传动、开式齿轮传动、需耐潮 湿处

注: ①表中所列仅为齿轮油的一部分, 必要时可参阅有关资料。

表 10-12 齿轮传动润滑油粘度荐用值

齿轮材料	强度极限 σ_B /MPa	圆周速度 v /(m/s)						
		< 0.5	0.5 ~ 1	1 ~ 2.5	2.5 ~ 5	5 ~ 12.5	12.5 ~ 25	> 25
		运动粘度 ν /cSt(40 °C)						
塑料、铸铁、青铜	—	350	220	150	100	80	55	—
钢	450 ~ 1 000	500	350	220	150	100	80	55
	1 000 ~ 1 250	500	500	350	220	150	100	80
渗碳或表面淬火的钢	1 250 ~ 1 580	900	500	500	350	220	150	100

注: 1) 多级齿轮传动, 采用各级传动圆周速度的平均值来选取润滑油粘度;

2) 对于 $\sigma_B > 800$ MPa 的镍铬钢制齿轮(不渗碳)的润滑油粘度应取高一档的数值。

§ 10-12 圆弧齿圆柱齿轮传动简介

减小齿轮传动的尺寸和质量的主要途径, 在于设法提高其承载能力。目前工业中广泛使用的渐开线齿轮传动已有两百多年的历史。虽然它具有易于加工及传动可分性等特点, 但由于综合曲率半径 ρ_Σ 不能增大很多, 载荷沿齿宽分布不均匀, 以及啮合损失较大等原因, 提高其承载能力就受到了一定的限制, 因而日益不能满足如冶金、采矿、动力等重要工业部门所提出的越来越高的要求。为此, 提出了新的齿轮传动——圆弧齿圆柱齿轮传动, 简称圆弧齿轮传动。

圆弧齿轮传动的齿廓及其类型、啮合原理及传动特性等已在《机械原理》中介绍过。圆弧齿轮传动与渐开线齿轮传动相比有下列特点:

1) 圆弧齿轮传动啮合轮齿的综合曲率半径 ρ_Σ 较大, 轮齿具有较高的接触强度。由实验得知, 对于软齿面 (≤ 350 HBS)、低速和中速的圆弧齿轮传动, 按接触强度而定的承载能力至少为渐开线直齿圆柱齿轮传动的 1.75 倍, 甚至有时达 2 ~ 2.5 倍。

目前我国对软齿面的单圆弧齿轮传动, 经精滚工艺, 精度可达 6 级, 齿面接触斑点达 80%, 约相当于经过磨

制的渐开线齿轮传动。

而双圆弧齿轮传动较之单圆弧者,不仅接触弧线长,而且主、从动齿轮的齿根都较厚,不论齿面接触强度、齿根弯曲强度以及耐磨性都更高。双圆弧齿轮的齿高较大,轮齿的刚度就较小,故啮合时的冲击、噪声也小,因而双圆弧齿轮传动更具发展前途。

2) 圆弧齿轮传动具有良好的磨合性能。经磨合之后,圆弧齿轮传动相啮合的齿面能紧密贴合,实际啮合面积较大,而且轮齿在啮合过程中主要是滚动摩擦,啮合点又以相当高的速度沿啮合线移动,这就对形成轮齿间的动力润滑带来了有利的条件,因而啮合齿面间的油膜较厚。这不仅有助于提高齿面的接触强度及耐磨性,而且啮合摩擦损失也大为减小(约仅为渐开线齿轮传动的一半),因而传动效率较高(当齿面粗糙度为 $\frac{1.6}{\sqrt{}}$ 时,传动效率约为0.99左右)。

3) 圆弧齿轮传动轮齿没有根切现象,故齿数可少到8~6,但应视小齿轮轴的强度及刚度而定。

4) 圆弧齿轮不能做成直齿,并为确保传动的连续性,必须具有一定的齿宽。但是对不同的要求(如承载能力、效率、磨损、噪声等)可通过选取不同的参数,设计出不同的齿形来实现。

5) 圆弧齿轮传动的中心距及切齿深度的偏差对轮齿沿齿高的正常接触影响很大,它将降低齿轮应有的承载能力,因而这种传动对中心距及切齿深度的精度要求较高。

圆弧齿轮轮齿的失效形式与渐开线齿轮相同,齿面有点蚀、磨损,齿根有折断。对于要求寿命长、冲击轻微的闭式齿轮传动,应以防止齿面疲劳点蚀为主,故应考虑选用双圆弧齿轮,并选取较大的齿高系数,以增长接触弧,从而提高轮齿的齿面接触强度。若是齿轮的承载能力取决于齿根的弯曲强度时,则又应考虑选用短齿制的双圆弧齿轮,以减小轮齿受载的力臂及增大齿根厚度,从而提高齿根的弯曲强度。

圆弧齿圆柱齿轮传动的强度计算可参阅[41]。

习 题

10-1 试分析图10-47所示的齿轮传动各齿轮所受的力(用受力图表示出各力的作用位置及方向)。

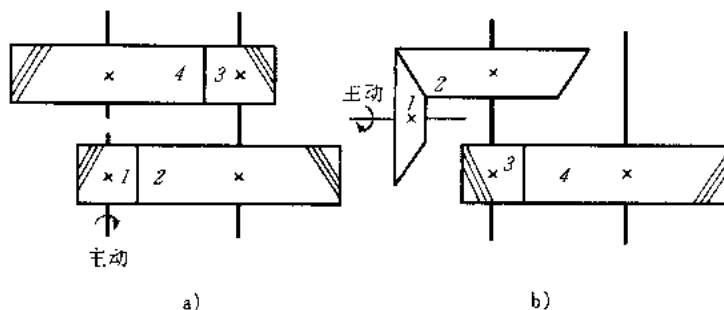


图10-47 齿轮传动力分析

10-2 如图10-48所示的齿轮传动,齿轮A、B和C的材料都是中碳钢调质,其硬度:齿轮A为240 HBS,齿轮B为260 HBS,齿轮C为220 HBS,试确定齿轮B的许用接触应力 $[\sigma_H]$ 和许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 。假定:

(1) 齿轮B为“惰轮”(中间轮),齿轮A为主动轮,齿轮C为从动轮,设 $K_{FA} = K_{HN} = 1$;

(2) 齿轮B为主动,齿轮A和齿轮C均为从动,设 $K_{FA} = K_{HN} = 1$;

10-3 对于作双向传动的齿轮来说,它的齿面接触应力和齿根弯曲应力各属于什么循环特性?在作强度计算时应怎样考虑?

10-4 齿轮的精度等级与齿轮的选材及热处理方法有什么关系?

10-5 要提高轮齿的抗弯疲劳强度和齿面抗点蚀能力有哪些可能的措施?

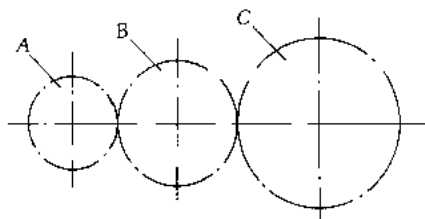


图 10-48 齿轮传动许用应力分析

10-6 设计铣床中的一对圆柱齿轮传动, 已知 $P_1 = 7.5 \text{ kW}$, $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, $z_1 = 26$, $z_2 = 54$, 寿命 $L_h = 12000 \text{ h}$, 小齿轮相对其轴的支承为不对称布置, 并画出大齿轮的结构图。

10-7 某齿轮减速器的斜齿圆柱齿轮传动, 已知 $n_1 = 750 \text{ r/min}$, 两轮的齿数为 $z_1 = 24$, $z_2 = 108$, $\beta = 9^\circ 22'$, $m_n = 6 \text{ mm}$, $b = 160 \text{ mm}$, 8 级精度, 小齿轮材料为 38SiMnMo(调质), 大齿轮材料为 45 钢(调质), 寿命 20 年(设每年 300 工作日), 每日两班制, 小齿轮相对其轴的支承为对称布置, 试计算该齿轮传动所能传递的功率。

10-8 设计小型航空发动机中的一对斜齿圆柱齿轮传动, 已知 $P_1 = 130 \text{ kW}$, $n_1 = 11640 \text{ r/min}$, $z_1 = 23$, $z_2 = 73$, 寿命 $L_h = 100 \text{ h}$, 小齿轮作悬臂布置, 使用系数 $K_A = 1.25$ 。

10-9 设计用于螺旋输送机的闭式直齿锥齿轮传动, 轴夹角 $\Sigma = 90^\circ$, 传递功率 $P_1 = 1.8 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 250 \text{ r/min}$, 齿数比 $u = 2.3$, 两班制工作, 寿命 10 年(每年按 300 天计算), 小齿轮作悬臂布置。

第十一章 蜗杆传动

蜗杆传动是在空间交错的两轴间传递运动和动力的一种传动机构(图 11-1),两轴线交错的夹角可为任意值,常用的为 90° 。这种传动由于具有下述特点,故应用颇为广泛。

1) 当使用单头蜗杆(相当于单线螺纹)时,蜗杆旋转一周,蜗轮只转过一个齿距,因而能实现大的传动比。在动力传动中,一般传动比 $i = 5 \sim 80$;在分度机构或手动机构的传动中,传动比可达 300;若只传递运动,传动比可达 1 000。由于传动比大,零件数目又少,因而结构很紧凑。

2) 在蜗杆传动中,由于蜗杆齿是连续不断的螺旋齿,它和蜗轮齿是逐渐进入啮合及逐渐退出啮合的,同时啮合的齿对又较多,故冲击载荷小,传动平稳,噪声低。

3) 当蜗杆的螺旋线升角小于啮合而的当量摩擦角时,蜗杆传动便具有自锁性。

4) 蜗杆传动与螺旋齿轮传动相似,在啮合处有相对滑动。当滑动速度很大,工作条件不够良好时,会产生较严重的摩擦与磨损,从而引起过分发热,使润滑情况恶化。因此摩擦损失较大,效率低;当传动具有自锁性时,效率仅为 0.4 左右。同时由于摩擦与磨损严重,常需耗用有色金属制造蜗轮(或轮圈),以便与钢制蜗杆配对组成减摩性良好的滑动摩擦副。

蜗杆传动通常用于减速装置,但也有个别机器用作增速装置。

§ 11-1 蜗杆传动的类型

根据蜗杆形状的不同,蜗杆传动可以分为圆柱蜗杆传动(图 11-1),环面蜗杆传动(图 11-2)和锥蜗杆传动(图 11-3)等。

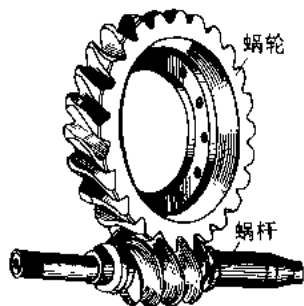


图 11-1 圆柱蜗杆传动

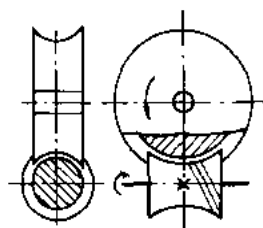


图 11-2 环面蜗杆传动

(一) 圆柱蜗杆传动

圆柱蜗杆传动包括普通圆柱蜗杆传动和圆弧圆柱蜗杆传动两类。

1. 普通圆柱蜗杆传动

普通圆柱蜗杆的齿面(除 ZK 型蜗杆外)一般是在车床上用直线刀刃的车刀车制的。根据车刀安装位置的不同,所加工出的蜗杆齿而在不同截面中的齿廓曲线也不同。根据不同的齿廓曲

线,普通圆柱蜗杆可分为阿基米德蜗杆(ZA蜗杆)、渐开线蜗杆(ZI蜗杆)、法向直廓蜗杆(ZN蜗杆)和锥面包络蜗杆(ZK蜗杆)等四种。GB/T 10085—1988 推荐采用 ZI 蜗杆和 ZK 蜗杆两种。现将上述四种普通圆柱蜗杆传动所用的蜗杆及配对的蜗轮齿形分别予以介绍。

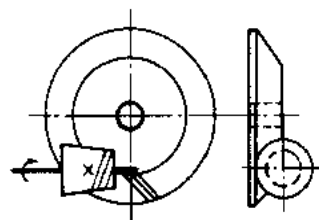


图 11-3 锥蜗杆传动

(1) 阿基米德蜗杆(ZA 蜗杆) 这种蜗杆,在垂直于蜗杆轴线的平面(即端面)上,齿廓为阿基米德螺旋线(图 11-4),在包含轴线的平面上的齿廓(即轴向齿廓)为直线,其齿形角 $\alpha_0 = 20^\circ$ 。它可在车床上用直线刀刃的单刀(当导程角 $\gamma \leq 3^\circ$ 时)或双刀(当 $\gamma > 3^\circ$ 时)车削加工。安装刀具时,切削刃的顶面必须通过蜗杆的轴线,如图 11-4 所示。这种蜗杆磨削困难,当导程角 γ 较大时加工不便。

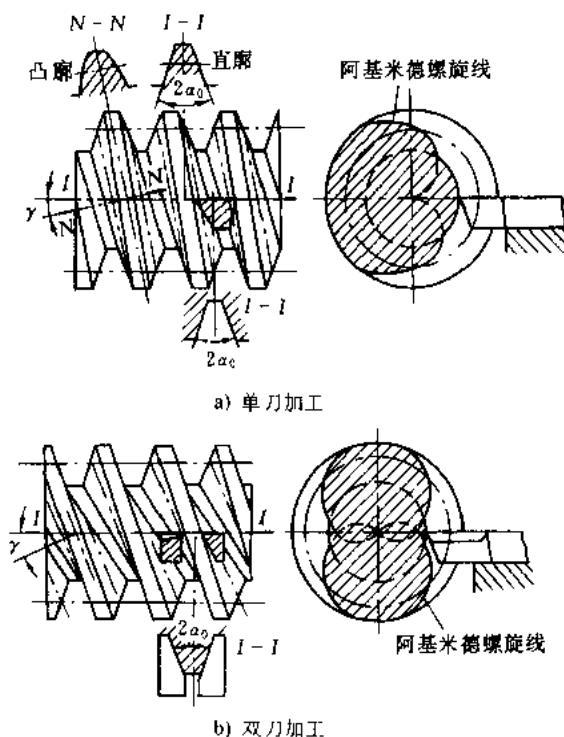


图 11-4 阿基米德蜗杆(ZA 蜗杆)

(2) 法向直廓蜗杆(ZN 蜗杆) 这种蜗杆的端面齿廓为延伸渐开线(图 11-5),法面(N-N)齿廓为直线。ZN 蜗杆也是用直线刀刃的单刀或双刀在车床上车削加工。刀具的安装形式如图 11-5 所示。这种蜗杆磨削起来也比较困难。

(3) 渐开线蜗杆(ZI 蜗杆) 这种蜗杆的端面齿廓为渐开线(图 11-6),所以它相当于一个少齿数(齿数等于蜗杆头数)、大螺旋角的渐开线圆柱斜齿轮。ZI 蜗杆可用两把直线刀刃的车刀在车床上车削加工。刀刃顶面应与基圆柱相切,其中一把刀具高于蜗杆轴线,另一把刀具则低于蜗杆轴线,如图 11-6 所示。刀具的齿形角应等于蜗杆的基圆柱螺旋角。这种蜗杆可以在专用机床上磨削。

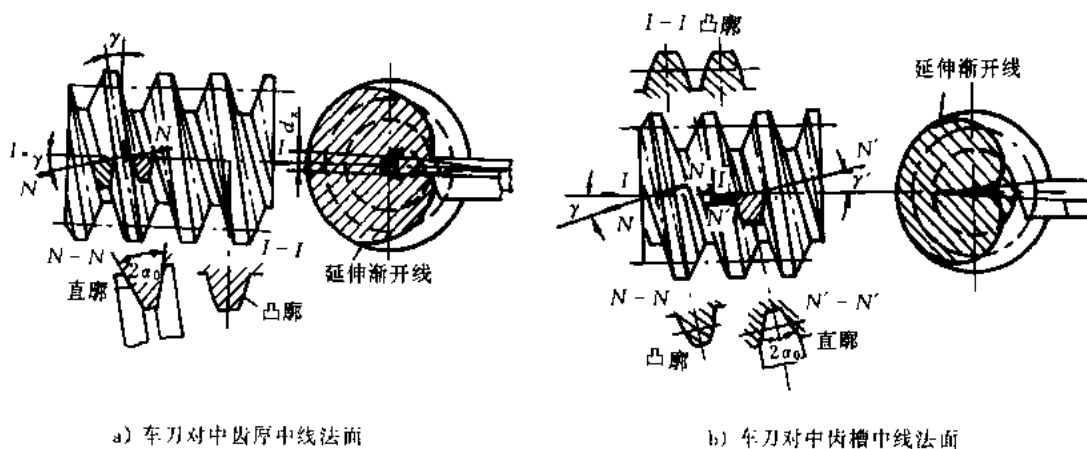


图 11-5 法向直廓蜗杆(ZN 蜗杆)

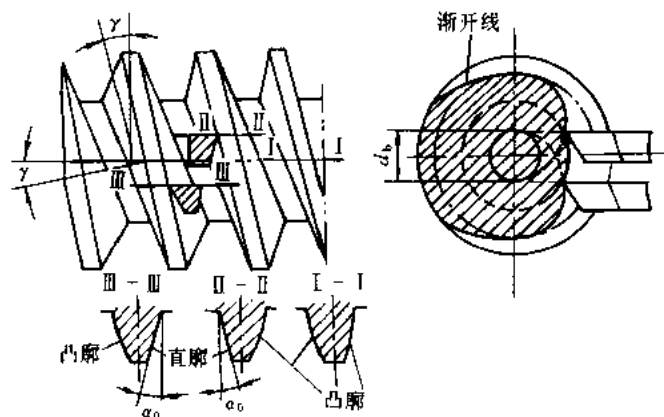


图 11-6 渐开线蜗杆(ZI 蜗杆)

(4) 锥面包络圆柱蜗杆(ZK 蜗杆) 这是一种非线性螺旋齿面蜗杆。它不能在车床上加工,只能在铣床上铣制并在磨床上磨削。加工时,除工件作螺旋运动外,刀具同时绕其自身的轴线作回转运动。这时,铣刀(或砂轮)回转曲面的包络面即为蜗杆的螺旋齿面(图 11-7),在 $I-I$ 及 $N-N$ 截面上的齿廓均为曲线(图 11-7a)。这种蜗杆便于磨削,蜗杆的精度较高,应用日渐广泛。

至于与上述各类蜗杆配对的蜗轮齿廓,则完全随蜗杆的齿廓而异。蜗轮一般是在滚齿机上用滚刀或飞刀加工的。为了保证蜗杆和蜗轮能正确啮合,切削蜗轮的滚刀齿廓,应与蜗杆的齿廓一致;滚切时的中心距,也应与蜗杆传动的中心距相同。

2. 圆弧圆柱蜗杆传动(ZC 蜗杆)

图 11-8 所示的圆弧圆柱蜗杆传动和普通圆柱蜗杆传动相似,只是齿廓形状有所区别。这种蜗杆的螺旋面是用刃边为凸圆弧形的刀具切制的,而蜗轮是用范成法制造的。在中间平面(即蜗杆轴线和蜗杆副连心线所在的平面,参看图 11-13)上,蜗杆的齿廓为凹弧形(11-8b),而与之相配的蜗轮的齿廓则为凸弧形。所以,圆弧圆柱蜗杆传动是一种凹凸弧齿廓相啮合的传动,也是

一种线接触的啮合传动。其主要特点为:效率高,一般可达 90% 以上;承载能力高,一般可较普通圆柱蜗杆传动高出 50% ~ 150%;体积小;质量小;结构紧凑。这种传动已广泛应用到冶金、矿山、化工、建筑、起重等机械设备的减速机构中。

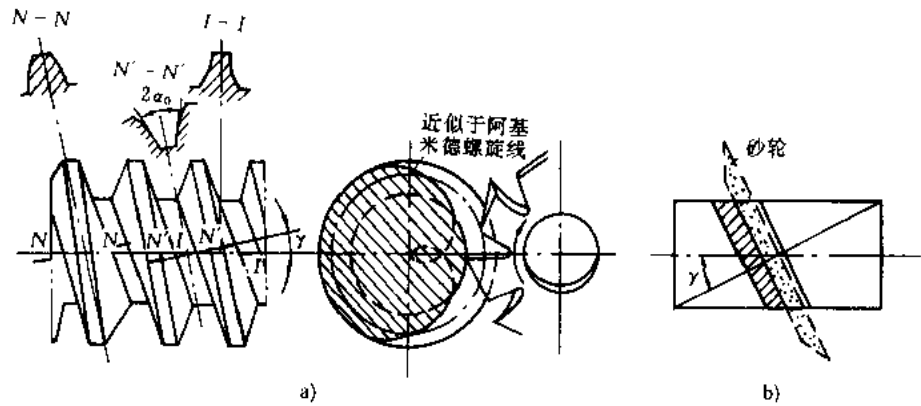


图 11-7 锥面包络圆柱蜗杆(ZK 蜗杆)

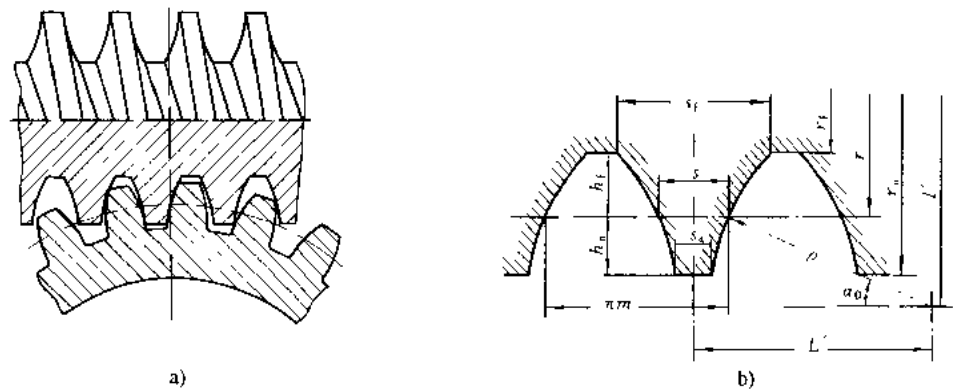


图 11-8 圆弧圆柱蜗杆传动

(二) 环面蜗杆传动

环面蜗杆传动的特征是,蜗杆体在轴向的外形是以凹圆弧为母线所形成的旋转曲面,所以把这种蜗杆传动叫做环面蜗杆传动(参看图 11-2)。在这种传动的啮合带内,蜗轮的节圆位于蜗杆的节弧面上,亦即蜗杆的节弧沿蜗轮的节圆包着蜗轮。在中间平面内,蜗杆和蜗轮都是直线齿廓。由于同时相啮合的齿对多,而且轮齿的接触线与蜗杆齿运动的方向近似于垂直^[40],这就大大改善了轮齿受力情况和润滑油膜形成的条件,因而承载能力约为阿基米德蜗杆传动的 2~4 倍,效率一般高达 0.85~0.9;但它需要较高的制造和安装精度。有关资料可参看参考文献[66]或[68]。

除上述环面蜗杆传动外,还有包络环面蜗杆传动。这种蜗杆传动分为一次包络和二次包络(双包)环面蜗杆传动两种。它们的承载能力和效率较上述环面蜗杆传动均有显著的提高。其啮合原理和设计计算方法可参看参考文献[68]。

(三) 锥蜗杆传动(图 11-3)

锥蜗杆传动也是一种空间交错轴之间的传动,两轴交错角通常为 90° 。蜗杆是由在节锥上分布的等导程的螺旋所形成的,故称为**锥蜗杆**。而蜗轮在外观上就像一个曲线齿锥齿轮,它是用与锥蜗杆相似的锥滚刀在普通滚齿机上加工而成的,故称为**锥蜗轮**。锥蜗杆传动的特点是:同时接触的点数较多,重合度大;传动比范围大(一般为 $10 \sim 360$);承载能力和效率较高;侧隙便于控制和调整;能作离合器使用;可节约有色金属;制造安装简便,工艺性好。但由于结构上的原因,传动具有不对称性,因而正、反转时受力不同,承载能力和效率也不同。

以上都是由蜗杆与蜗轮组成滑动副的一些滑动蜗杆传动,由于它们在传动过程中的摩擦磨损严重,因而也研制出了多种滚动蜗杆传动,有滚动体安装于蜗杆上的,如图 11-9 及 11-10(沿蜗杆的螺旋线安装许多与蜗杆螺旋齿尺寸相当的圆锥滚子,从而组成与取代蜗杆齿),也有滚动体安装于蜗轮上的,如图 11-11 及 11-12。显然,通过以滚代滑,大大减轻了摩擦磨损,提高了工作效率与使用寿命,也节约了有色金属,但结构较为复杂,主要用于功率不太大(功率较大时可将图 11-9 中的单线循环滚珠改用双线循环滚珠或采用滚子齿蜗杆)或以传递运动为主的场合。

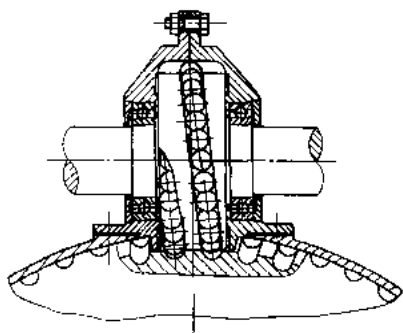


图 11-9 滚动蜗杆传动(滚珠齿蜗杆)

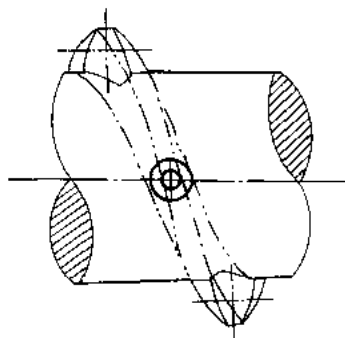


图 11-10 滚子齿蜗杆(示意图)

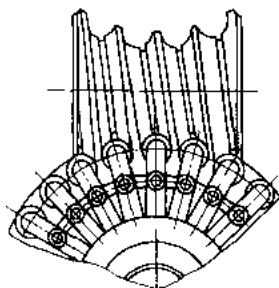


图 11-11 滚动蜗杆传动(滚珠齿蜗轮)

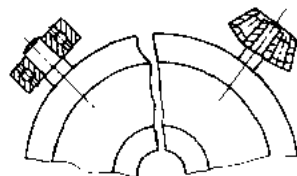


图 11-12 滚子齿蜗轮(示意图)

§ 11-2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算

如图 11-13 所示,在中间平面上,普通圆柱蜗杆传动就相当于齿条与齿轮的啮合传动。故在设计蜗杆传动时,均取中间平面上的参数(如模数、压力角等)和尺寸(如齿顶圆、分度圆等)为

基准,并沿用齿轮传动的计算关系。

(一) 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及其选择

普通圆柱蜗杆传动的主要参数有模数 m 、压力角 α 、蜗杆头数 z_1 、蜗轮齿数 z_2 及蜗杆的直径 d_1 等。进行蜗杆传动的设计时,首先要正确地选择参数。

1. 模数 m 和压力角 α

和齿轮传动一样,蜗杆传动的几何尺寸也以模数为主要计算参数。蜗杆和蜗轮啮合时,在中间平面上,蜗杆的轴面模数、压力角应与蜗轮的端面模数、压力角相等,即

$$m_{a1} = m_{a2} = m$$

$$\alpha_{a1} = \alpha_{a2}$$

ZA 蜗杆的轴向压力角 α_a 为标准值(20°),其余三种(ZN、ZI、ZK)蜗杆的法向压力角 α_n 为标准值(20°),蜗杆轴向压力角与法向压力角的关系为

$$\tan \alpha_a = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma}$$

式中: γ 为导程角。

2. 蜗杆的分度圆直径 d_1

在蜗杆传动中,为了保证蜗杆与配对蜗轮的正确啮合,常用与蜗杆具有同样尺寸的蜗轮滚刀^①来加工与其配对的蜗轮。这样,只要有一种尺寸的蜗杆,就得有一种对应的蜗轮滚刀。对于同一模数,可以有很多不同直径的蜗杆,因而对每一模数就要配备很多蜗轮滚刀。显然,这样很不经济。为了限制蜗轮滚刀的数目及便于滚刀的标准化,就对每一标准模数规定了一定数量的蜗杆分度圆直径 d_1 ,而把比值

$$q = \frac{d_1}{m} \quad (11-1)$$

称为蜗杆的直径系数。 d_1 与 q 已有标准值,常用的标准模数 m 和蜗杆分度圆直径 d_1 及直径系数 q 见表 11-2。如果采用非标准滚刀或飞刀切制蜗轮, d_1 与 q 值可不受标准的限制。

3. 蜗杆头数 z_1

蜗杆头数 z_1 可根据要求的传动比和效率来选定。单头蜗杆传动的传动比可以较大,但效率较低。如要提高效率,应增加蜗杆的头数。但蜗杆头数过多,又会给加工带来困难。所以,通常蜗杆头数取为 1、2、4、6。

4. 导程角 γ

蜗杆的直径系数 q 和蜗杆头数 z_1 选定之后,蜗杆分度圆柱上的导程角 γ 也就确定了。由图 11-14 可知,

$$\tan \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{z_1 p_n}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1} = \frac{z_1}{q} \quad (11-2)$$

式中: p_n 为蜗杆轴向齿距。

5. 传动比 i 和齿数比 u

^① 蜗轮滚刀的齿顶高比与蜗轮相配的蜗杆的齿顶高大 e , e 为蜗杆传动的顶隙。

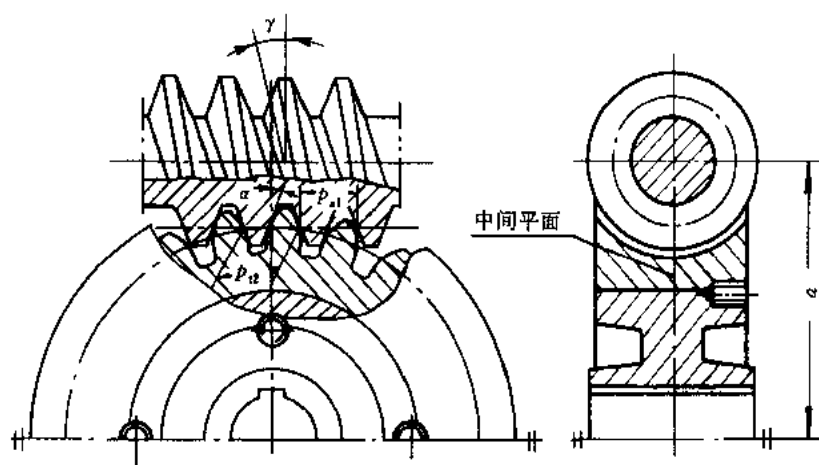


图 11-13 普通圆柱蜗杆传动

传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

式中: n_1 、 n_2 分别为蜗杆和蜗轮的转速, 单位为 r/min 。

齿数比

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

式中: z_2 为蜗轮的齿数。

当蜗杆为主动时,

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = u \quad (11-3)$$

6. 蜗轮齿数 z_2

蜗轮齿数 z_2 主要根据传动比来确定。应注意: 为了避免用蜗轮滚刀切制蜗轮时产生根切与干涉, 理论上应使 $z_{2min} \geq 17$ 。但当 $z_2 < 26$ 时, 啮合区要显著减小, 将影响传动的平稳性, 而在 $z_2 \geq 30$ 时, 则可始终保持有两对以上的齿啮合, 所以通常规定 z_2 大于 28。对于动力传动, z_2 一般不大于 80。这是由于当蜗轮直径不变时, z_2 越大, 模数就越小, 将使轮齿的弯曲强度削弱; 当模数不变时, 蜗轮尺寸将要增大, 使相啮合的蜗杆支承间距加长, 这将降低蜗杆的弯曲刚度, 容易产生挠曲而影响正常的啮合。 z_1 、 z_2 的荐用值见表 11-1 (具体选择时可考虑表 11-2 中的匹配关系)。当设计非标准或分度传动时, z_2 的选择可不受限制。

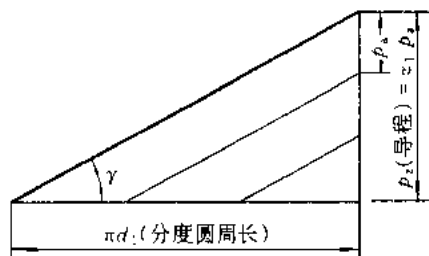


图 11-14 导程角与导程的关系

表 11-1 蜗杆头数 z_1 与蜗轮齿数 z_2 的荐用值

$i = z_2/z_1$	z_1	z_2
≈ 5	6	29 ~ 31
7 ~ 15	4	29 ~ 61
14 ~ 30	2	29 ~ 61
29 ~ 82	1	29 ~ 82

7. 蜗杆传动的标准中心距 a

蜗杆传动的标准中心距为

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(q + z_2)m \quad (11-4)$$

标准普通圆柱蜗杆传动的基本尺寸和参数列于表 11-2。设计普通圆柱蜗杆减速装置时, 在按接触强度或弯曲强度确定了中心距 a 或 $m^2 d_1$ 后, 一般应按表 11-2 的数据确定蜗杆与蜗轮的尺寸和参数, 并按表值予以匹配。如可自行加工蜗轮滚刀或减速器箱体时, 也可不按表 11-2 选配参数。

表 11-2 普通圆柱蜗杆基本尺寸和参数及其与蜗轮参数的匹配

中心距 a /mm	模数 m /mm	分度圆直径 d_1 /mm	$m^2 d_1$ /mm ³	蜗杆头数 z_1	直径系数 q	分度圆导程角 γ	蜗轮齿数 z_2	变位系数 x_2
40 50	1	18	18	1	18.00	3°10'47"	62 82	0 0
40 50 63	1.25	20 22.4	31.25 35	1	16.00 17.92	3°34'35" 3°11'38"	49 62 82	-0.500 +0.040 +0.440
50 63 80	1.6	20 28	51.2 71.68	1 2 4	12.50 17.50	4°34'26" 9°05'25" 17°44'41"	51 61 82	-0.500 +0.125 +0.250
40 (50) (63) 80 100	2	22.4 35.5	89.6 142	1 2 4 6 1	11.20 17.75	5°06'08" 10°07'29" 19°39'14" 28°10'43" 3°13'28"	29 (39) (51) 62 82	-0.100 (-0.100) (+0.400) +0.125

表 11-2(完)

中心距 a /mm	模数 m /mm	分度圆直径 d_1 /mm	$m^2 d_1$ /mm ³	蜗杆头数 z_1	直径系数 q	分度圆导程角 γ	蜗轮齿数 z_2	变位系数 x_2
50 (63) (80)	2.5	28	175	1	11.20	5°06'08"	29 (39) (53)	-0.100 (+0.100) (-0.100)
				2		10°07'29"		
				4		19°39'14"		
				6		28°10'43"		
100		45	281.25	1	18.00	3°10'47"	62	0
63 (80) (100)	3.15	35.5	352.25	1	11.27	5°04'15"	29 (39) (53)	-0.134 9 (+0.261 9) (-0.388 9)
				2		10°03'48"		
				4		19°32'29"		
				6		28°01'50"		
125		56	555.66	1	17.778	3°13'10"	62	-0.206 3
80 (100) (125)	4	40	640	1	10.00	5°42'38"	31 (41) (51)	-0.500 (-0.500) (+0.750)
				2		11°18'36"		
				4		21°48'05"		
				6		30°57'50"		
160		71	1 136	1	17.75	3°13'28"	62	+0.125
100 (125) (160) (180)	5	50	1 250	1	10.00	5°42'38"	31 (41) (53) (61)	-0.500 (-0.500) (+0.500) (+0.500)
				2		11°18'36"		
				4		21°48'05"		
				6		30°57'50"		
200		90	2 250	1	18.00	3°10'47"	62	0
125 (160) (180) (200)	6.3	63	2 500.47	1	10.00	5°42'38"	31 (41) (48) (53)	-0.658 7 (-0.103 2) (-0.428 6) (+0.246 0)
				2		11°18'36"		
				4		21°48'05"		
				6		30°57'50"		
250		112	4 445.28	1	17.778	3°13'10"	61	+0.293 7
160 (200) (225) (250)	8	80	5 120	1	10.00	5°42'38"	31 (41) (47) (52)	-0.500 (-0.500) (-0.375) (+0.250)
				2		11°18'36"		
				4		21°48'05"		
				6		30°57'50"		

注:1) 本表中导程角 γ 小于 3°30' 的圆柱蜗杆均为自锁蜗杆。2) 括号中的参数不适用于蜗杆头数 $z_1 = 6$ 时。

3) 本表摘自 GB/T 10085—1988。

(二) 蜗杆传动变位的特点

为了配凑中心距或提高蜗杆传动的承载能力及传动效率,常采用变位蜗杆传动。变位方法与齿轮传动的变位方法相似,也是在切削时,利用刀具相对于蜗轮毛坯的径向位移来实现变位。但是在蜗杆传动中,由于蜗杆的齿廓形状和尺寸要与加工蜗轮的滚刀形状和尺寸相同,所以为了保持刀具尺寸不变,蜗杆尺寸是不能变动的,因而只能对蜗轮进行变位。图 11-15 表示了几种变位情况(图中 a' 、 z'_2 分别为变位后的中心距及蜗轮齿数, x_2 为蜗轮变位系数)。变位后,蜗轮的分度圆和节圆仍旧重合,只是蜗轮在中间平面上的节线有所改变,不再与其分度线重合。

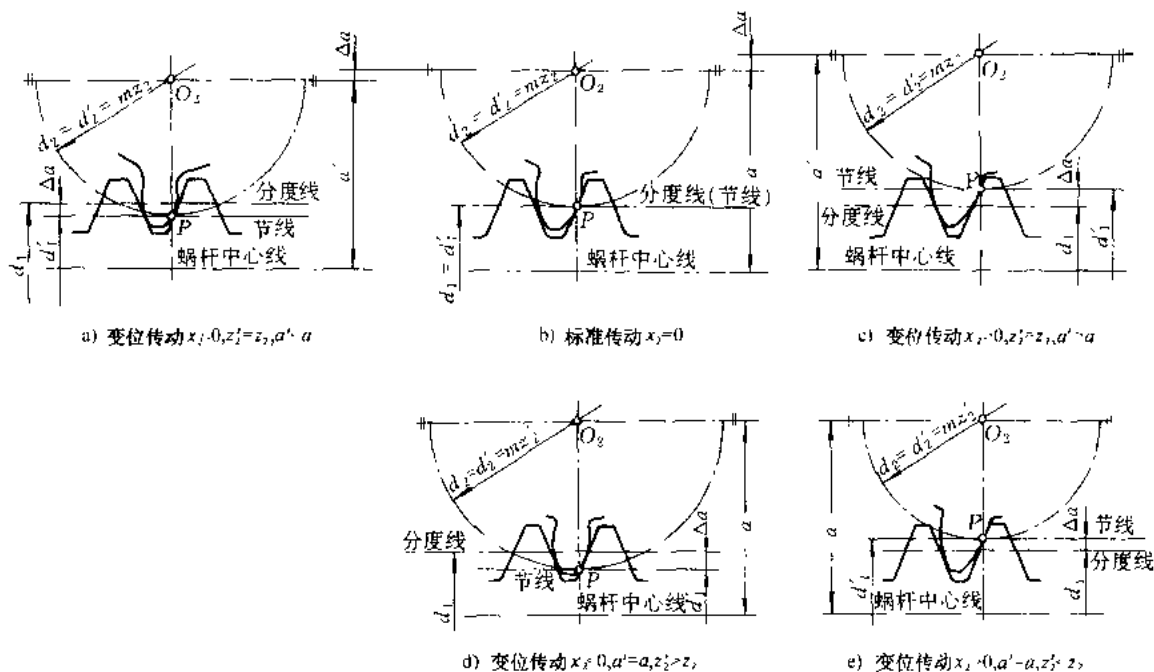


图 11-15 蜗杆传动的变位

变位蜗杆传动根据使用场合的不同,可在下述两种变位方式中选取一种。

1) 变位前后,蜗轮的齿数不变($z'_2 = z_2$),蜗杆传动的中心距改变($a' \neq a$),如图 a、c 所示,其中心距的计算式如下:

$$a' = a + x_2 m = (d_1 + d_2 + 2x_2 m) / 2 \quad (11-5)$$

2) 变位前后,蜗杆传动的中心距不变($a' = a$),蜗轮齿数发生变化($z'_2 \neq z_2$),如图 d、e 所示, z'_2 可计算如下:

$$\begin{aligned} \text{因} \quad \frac{d_1 + d_2 + 2x_2 m}{2} &= \frac{m}{2} (q + z'_2 + 2x_2) = \frac{m}{2} (q + z_2) \\ \text{故} \quad z'_2 &= z_2 - 2x_2 \quad (11-6) \\ \text{则} \quad x_2 &= \frac{z_2 - z'_2}{2} \quad (11-6a) \end{aligned}$$

(三) 蜗杆传动的几何尺寸计算

蜗杆传动的几何尺寸及其计算公式见图 11-16 及表 11-3、表 11-4。

表 11-3(完)

名 称	代号	计算关系式	说 明
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2(h_a^* m + c)$	
顶隙	c	$c = c^* m$	按规定
渐开线蜗杆基圆直径	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \cdot \tan \gamma / \tan \gamma_b = m z_1 / \tan \gamma_b$	
蜗杆齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* m = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_1)$	按规定
蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m = \frac{1}{2}(d_1 - d_{f1})$	
蜗杆齿高	h_1	$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_{f1})$	
蜗杆导程角	γ	$\tan \gamma = m z_1 / d_1 = z_1 / q$	
渐开线蜗杆基圆导程角	γ_b	$\cos \gamma_b = \cos \gamma \cos \alpha_n$	
蜗杆齿宽	b_1	见表 11-4	由设计确定
蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = m z_2 = 2a - d_1 - 2x_2 m$	
蜗轮喉圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	
蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	
蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_2) = m(h_a^* + x_2)$	
蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{f2}) = m(h_a^* - x_2 + c^*)$	
蜗轮齿高	h_2	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_{f2})$	
蜗轮咽喉母圆半径	r_{f2}	$r_{f2} = a - \frac{1}{2}d_{a2}$	
蜗轮齿宽	b_2		由设计确定
蜗轮齿宽角	θ	$\theta = 2\arcsin\left(\frac{b_2}{d_1}\right)$	
蜗杆轴向齿厚	s_a	$s_a = \frac{1}{2}\pi m$	
蜗杆法向齿厚	s_n	$s_n = s_a \cos \gamma$	
蜗轮齿厚	s_1	按蜗杆节圆处轴向齿槽宽 e'_a 确定	
蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1 + 2x_2 m = m(q + 2x_2)$	
蜗轮节圆直径	d'_2	$d'_2 = d_2$	

表 11-4 蜗轮宽度 B 、顶圆直径 d_{a2} 及蜗杆齿宽 b_1 的计算公式

z_1	B	d_{a2}	x_2/mm	b_1	
1	$\approx 0.75 d_{a1}$	$\leq d_{a2} + 2m$	0	$\geq (11 + 0.06x_2)m$	当变位系数 x_2 为中间值时, b_1 取 x_2 邻近两公式所求值的较大者。 经磨削的蜗杆, 按左式所求的 b_1 应再增加下列值: 当 $m < 10$ mm 时, 增加 25 mm; 当 $m = 10 \sim 16$ mm 时, 增加 35 ~ 40 mm; 当 $m > 16$ mm 时, 增加 50 mm
			-0.5	$\geq (8 + 0.06x_2)m$	
		$\leq d_{a2} + 1.5m$	-1.0	$\geq (10.5 + x_1)m$	
2			0.5	$\geq (11 + 0.1x_2)m$	
			1.0	$\geq (12 + 0.1x_2)m$	
4	$\leq 0.67 d_{a1}$	$\leq d_{a2} + m$	0	$\geq (12.5 + 0.09x_2)m$	
			-0.5	$\geq (9.5 + 0.09x_2)m$	
			-1.0	$\geq (10.5 + x_1)m$	
			0.5	$\geq (12.5 + 0.1x_2)m$	
			1.0	$\geq (13 + 0.1x_2)m$	

§ 11-3 普通圆柱蜗杆传动承载能力计算

(一) 蜗杆传动的失效形式、设计准则及常用材料

和齿轮传动一样,蜗杆传动的失效形式也有点蚀(齿面接触疲劳破坏)、齿根折断、齿面胶合及过度磨损等。由于材料和结构上的原因,蜗杆螺旋齿部分的强度总是高于蜗轮轮齿的强度,所以失效经常发生在蜗轮轮齿上。因此,一般只对蜗轮轮齿进行承载能力计算。由于蜗杆与蜗轮齿面间有较大的相对滑动,从而增加了产生胶合和磨损失效的可能性,尤其在某些条件下(如润滑不良),蜗杆传动因齿面胶合而失效的可能性更大。因此,蜗杆传动的承载能力往往受到抗胶合能力的限制。

在开式传动中多发生齿面磨损和轮齿折断,因此应以保证齿根弯曲疲劳强度作为开式传动的主要设计准则。

在闭式传动中,蜗杆副多因齿面胶合或点蚀而失效。因此,通常是按齿面接触疲劳强度进行设计,而按齿根弯曲疲劳强度进行校核。此外,闭式蜗杆传动,由于散热较为困难,还应作热平衡核算。

由上述蜗杆传动的失效形式可知,蜗杆、蜗轮的材料不仅要求具有足够的强度,更重要的是要具有良好的磨合和耐磨性能。

蜗杆一般是用碳钢或合金钢制成。高速重载蜗杆常用 15Cr 或 20Cr,并经渗碳淬火;也可用 40、45 钢或 40Cr 并经淬火。这样可以提高表面硬度,增加耐磨性。通常要求蜗杆淬火后的硬度为 40~55HRC,经氮化处理后的硬度为 55~62HRC。一般不太重要的低速中载的蜗杆,可采用 40 或 45 钢,并经调质处理,其硬度为 220~300HBS。

常用的蜗轮材料为铸造锡青铜(ZCuSn10P1, ZCuSn5Pb5Zn5)、铸造铝铁青铜(ZCuAl10Fe3)及灰铸铁(HT150、HT200)等。锡青铜耐磨性最好,但价格较高,用于滑动速度 $v_s \geq 3$ m/s 的重要传动;铝铁青铜的耐磨性较锡青铜差一些,但价格便宜,一般用于滑动速度 $v_s \leq 4$ m/s 的传动;如果滑动速度不高($v_s < 2$ m/s),对效率要求也不高时,可采用灰铸铁。为了防止变形,常对蜗轮进行

时效处理。

(二) 蜗杆传动的受力分析

蜗杆传动的受力分析和斜齿圆柱齿轮传动相似。在进行蜗杆传动的受力分析时,通常不考虑摩擦力的影响。

图 11-17 所示是以右旋蜗杆为主动件,并沿图示的方向旋转时,蜗杆螺旋面上的受力情况。设 F_n 为集中作用于节点 P 处的法向载荷,它作用于法向截面 $Pabc$ 内(图 11-17a)。 F_n 可分解为三个互相垂直的分力,即圆周力 F_t 、径向力 F_r 和轴向力 F_a 。显然,在蜗杆与蜗轮间,相互作用着 F_{t1} 与 F_{a2} 、 F_{r1} 与 F_{r2} 和 F_{a1} 与 F_{t2} 这三对大小相等、方向相反的力(图 11-17c)。

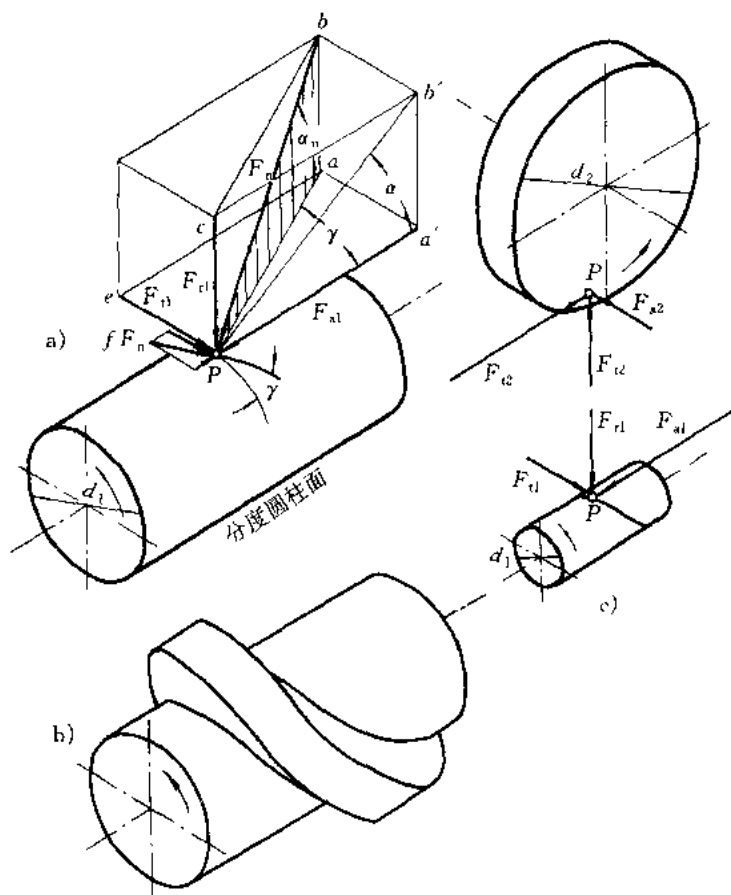


图 11-17 蜗杆传动的受力分析

在确定各力的方向时,尤其需注意蜗杆所受轴向力方向的确定。因为轴向力的方向是由螺旋线的旋向和蜗杆的转向来决定的。如图 11-17a 所示,该蜗杆为右旋蜗杆,当其为主动件沿图示方向(由左端视之为逆时针方向)回转时,如图 b 所示,蜗杆齿的右侧为工作面(推动蜗轮沿图 c 所示方向转动),故蜗杆所受的轴向力 F_{a1} (即蜗轮齿给它的阻力的轴向分力)必然指向左端(见图 c 下部)。如果该蜗杆的转向相反,则蜗杆齿的左侧为工作面(推动蜗轮沿图 c 所示方向的反

向转动),故此时蜗杆所受的轴向力必指向右端^①。至于蜗杆所受圆周力 F_{t1} 的方向,总是与它的转向相反的;径向力的方向则总是指向轴心的。关于蜗轮上各力的方向,可由图 11-17c 所示的关系定出。

当不计摩擦力的影响时,各力的大小可按下列各式计算,各力的单位均为 N:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (11-7)$$

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (11-8)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \quad (11-9)$$

$$F_n = \frac{F_{a1}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha_n \cos \gamma} \quad (11-10)$$

式中: T_1 、 T_2 ——分别为蜗杆及蜗轮上的公称转矩,单位为 $N \cdot mm$;

d_1 、 d_2 ——分别为蜗杆及蜗轮的分度圆直径,单位为 mm 。

(三) 蜗杆传动强度计算

1. 蜗轮齿面接触疲劳强度计算

蜗轮齿面接触疲劳强度计算的原始公式仍来源于赫兹公式。接触应力 σ_H (单位为 MPa) 为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_n}{L_0 \rho_\Sigma}} \cdot Z_E$$

式中: F_n ——啮合齿面上的法向载荷,单位为 N ;

L_0 ——接触线总长,单位为 mm ;

K ——载荷系数;

Z_E ——材料的弹性影响系数,单位为 $MPa^{1/2}$,对于青铜或铸铁蜗轮与钢蜗杆配对时,取 $Z_E = 160 MPa^{1/2}$ 。

将以上公式中的法向载荷 F_n 换算成蜗轮分度圆直径 d_2 (单位为 mm) 与蜗轮转矩 T_2 (单位为 $N \cdot mm$) 的关系式,再将 d_2 、 L_0 、 ρ_Σ 等换算成中心距 a (单位为 mm) 的函数后,即得蜗轮齿面接触疲劳强度的验算公式为

$$\sigma_H = Z_E Z_\rho \sqrt{KT_2/a^3} \leq [\sigma_H] \quad (11-11)$$

式中: Z_ρ ——蜗杆传动的接触线长度和曲率半径对接触强度的影响系数,简称接触系数,可从图 11-14 中查得。

K ——载荷系数, $K = K_A K_\beta K_v$, 其中 K_A 为使用系数,查表 11-5; K_β 为齿向载荷分布系数,当蜗杆传动在平稳载荷下工作时,载荷分布不均现象将由于工作表面良好的磨合而得到改善,此时可取 $K_\beta = 1$; 当载荷变化较大,或有冲击、振动时,可取 $K_\beta = 1.3 \sim 1.6$; K_v 为动载系数,由于蜗杆传动一般较平稳,动载荷要比齿轮传动的小得多,故 K_v 值可取定如下:对于精确制造,且蜗轮圆周速度 $v_2 \leq 3 m/s$ 时,取 $K_v = 1.0 \sim 1.1$;

^① 右(左)旋蜗杆所受轴向力的方向也可用右(左)手法则确定。所谓右(左)手法则,是指用右(左)手握拳时,以四指所示的方向表示蜗杆的回转方向,则拇指伸直时所指的方向就表示蜗杆所受轴向力 F_{a1} 的方向。

$v_2 > 3 \text{ m/s}$ 时, $K_v = 1.1 \sim 1.2$ 。

σ_H 、 $[\sigma_H]$ ——分别为蜗轮齿面的接触应力与许用接触应力,单位为 MPa。

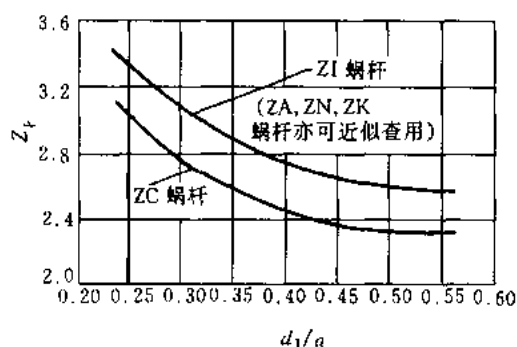


图 11-18 圆柱蜗杆传动的接触系数 Z_p

表 11-5 使用系数 K_A

工作类型	I	II	III
载荷性质	均匀、无冲击	不均匀、小冲击	不均匀、大冲击
每小时起动次数	< 25	25 ~ 50	> 50
起动载荷	小	较大	大
K_A	1	1.15	1.2

当蜗轮材料为灰铸铁或高强度青铜($\sigma_B \geq 300 \text{ MPa}$)时,蜗杆传动的承载能力主要取决于齿面胶合强度。但因目前尚无完善的胶合强度计算公式,故采用接触强度计算是一种条件性计算,在查取蜗轮齿面的许用接触应力时,要考虑相对滑动速度的大小。由于胶合不属于疲劳失效, $[\sigma_H]$ 的值与应力循环次数 N 无关,因而可直接从表 11-6 中查出许用接触应力 $[\sigma_H]$ 的值。

若蜗轮材料为强度极限 $\sigma_B < 300 \text{ MPa}$ 的锡青铜,因蜗轮主要为接触疲劳失效,故应先从表 11-7 中查出蜗轮的基本许用接触应力 $[\sigma_H]'$,再按 $[\sigma_H] = K_{HN} \cdot [\sigma_H]'$ 算出许用接触应力的值。

上面 K_{HN} 为接触强度的寿命系数, $K_{HN} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N}}$ 。其中,应力循环次数 $N = 60jn_2L_h$,此处 n_2 为蜗轮转速,单位为 r/min ; L_h 为工作寿命,单位为 h ; j 为蜗轮每转一转,每个轮齿啮合的次数。

表 11-6 灰铸铁及铸铝铁青铜蜗轮的许用接触应力 $[\sigma_H]$

MPa

材 料		滑动速度 $v_s/(\text{m/s})$						
蜗 杆	蜗 轮	< 0.25	0.25	0.5	1	2	3	4
20 或 20Cr 渗碳、淬火, 45 钢 淬火, 齿面硬度大于 45HRC	灰铸铁 HT150	206	166	150	127	95	—	—
	灰铸铁 HT200	250	202	182	154	115	—	—
	铸铝铁青铜 ZCuAl10Fe3	—	—	250	230	210	180	160
45 钢或 Q275	灰铸铁 HT150	172	139	125	106	79	—	—
	灰铸铁 HT200	208	168	152	128	96	—	—

表 11-7 铸锡青铜蜗轮的基本许用接触应力 $[\sigma_H]'$

MPa

蜗轮材料	铸造方法	蜗杆螺旋面的硬度	
		$\leq 45\text{HRC}$	$> 45\text{HRC}$
铸锡磷青铜 ZCuSn10P1	砂模铸造	150	180
	金属模铸造	220	268
铸锡锌铅青铜 ZCuSn5Pb5Zn5	砂模铸造	113	135
	金属模铸造	128	140

注:锡青铜的基本许用接触应力为应力循环次数 $N = 10^7$ 时之值,当 $N \neq 10^7$ 时,需将表中数值乘以寿命系数 K_{HN} ;当 $N > 25 \times 10^7$ 时,取 $N = 25 \times 10^7$;当 $N < 2.6 \times 10^5$ 时,取 $N = 2.6 \times 10^5$ 。

从式(11-11)中可得到按蜗轮接触疲劳强度条件设计计算的公式为

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z_F}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (11-12)$$

从上式算出蜗杆传动的中心距 a (单位为 mm) 后,可根据预定的传动比 $i(z_2/z_1)$ 从表 11-2 中选择一合适的 a 值,以及相应的蜗杆、蜗轮的参数。

2. 蜗轮齿根弯曲疲劳强度计算

蜗轮轮齿因弯曲强度不足而失效的情况,多发生在蜗轮齿数较多(如 $z_2 > 90$ 时)或开式传动中。因此,对闭式蜗杆传动通常只作弯曲强度的校核计算,但这种计算是必须进行的。因为校核蜗轮轮齿的弯曲强度决不只是为了判别其弯曲断裂的可能性,对那些承受重载的动力蜗杆副,蜗轮轮齿的弯曲变形量还要直接影响到蜗杆副的运动平稳性精度。

由于蜗轮轮齿的齿形比较复杂,要精确计算齿根的弯曲应力是比较困难的,所以常用的齿根弯曲疲劳强度计算方法就带有很大的条件性。通常是把蜗轮近似地当作斜齿圆柱齿轮来考虑,仿式(10-16)得蜗轮齿根的弯曲应力为

$$\sigma_F = \frac{KF_{t2}}{\hat{b}_2 m_n} Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta = \frac{2KT_2}{\hat{b}_2 d_2 m_n} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta$$

式中: \hat{b}_2 ——蜗轮轮齿弧长, $\hat{b}_2 = \frac{\pi d_1 \theta}{360^\circ \cos \gamma}$, 其中 θ 为蜗轮齿宽角(参看图 11-16),可按 100° 计算;

m_n ——法面模数, $m_n = m \cos \gamma$, 单位为 mm;

Y_{Sa2} ——齿根应力校正系数,放在 $[\sigma_F]$ 中考虑;

Y_ϵ ——弯曲疲劳强度的重合度系数,取 $Y_\epsilon = 0.667$;

Y_β ——螺旋角影响系数, $Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ}$ 。

将以上参数代入上式得

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} \cdot Y_\beta \leq [\sigma_F] \quad (11-13)$$

式中: σ_F ——蜗轮齿根弯曲应力,单位为 MPa;

Y_{Fa2} ——蜗轮齿形系数,可由蜗轮的当量齿数 $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ 及蜗轮的变位系数 x_2 从图 11-19 中查得。

$[\sigma_F]$ ——蜗轮的许用弯曲应力,单位为 MPa。 $[\sigma_F] = [\sigma_F]' \cdot K_{FN}$,其中 $[\sigma_F]'$ 为计入齿根应力校正系数 Y_{Sa2} 后蜗轮的基本许用应力,由表 11-8 中选取; K_{FN} 为寿命系数, $K_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}}$,其中应力循环次数 N 的计算方法同前。

其余符号的意义和单位同前。

表 11-8 蜗轮的基本许用弯曲应力 $[\sigma_F]'$ ^[65]

MPa

蜗轮材料		铸造方法	单侧工作 $[\sigma_{0F}]'$	双侧工作 $[\sigma_{-1F}]'$
铸锡青铜 ZCuSn10P1		砂模铸造	40	29
		金属模铸造	56	40
铸锡锌铅青铜 ZCuSn5Pb5Zn5		砂模铸造	26	22
		金属模铸造	32	26
铸铝铁青铜 ZCuAl10Fe3		砂模铸造	80	57
		金属模铸造	90	64
灰铸铁	HT150	砂模铸造	40	28
	HT200	砂模铸造	48	34

注:表中各种青铜的基本许用弯曲应力为应力循环次数 $N = 10^6$ 时之值,当 $N \neq 10^6$ 时,需将表中数值乘以 K_{FN} ;当 $N > 25 \times 10^7$ 时,取 $N = 25 \times 10^7$; $N < 10^5$ 时,取 $N = 10^5$ 。

式(11-13)为蜗轮弯曲疲劳强度的校核公式,经整理后可得蜗轮轮齿按弯曲疲劳强度条件设计的公式为

$$m^2 d_1 \geq \frac{1.53 K T_2}{z_2 [\sigma_F]} Y_{Fa2} \cdot Y_\beta \quad (11-14)$$

计算出 $m^2 d_1$ (单位为 mm^3)后,可从表 11-2 中查出相应的参数。

(四) 蜗杆的刚度计算

蜗杆受力后如产生过大的变形,就会造成轮齿上的载荷集中,影响蜗杆与蜗轮的正确啮合,所以蜗杆还须进行刚度校核。校核蜗杆的刚度时,通常是把蜗杆螺旋部分看作以蜗杆齿根圆直径为直径的轴段,主要是校核蜗杆的弯曲刚度,其最大挠度 y (单位为 mm)可按下式作近似计算,并得其刚度条件为

$$y = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 EI} L'^3 \leq [y] \quad (11-15)$$

式中: F_{t1} ——蜗杆所受的圆周力,单位为 N;

F_{r1} ——蜗杆所受的径向力,单位为 N;

E ——蜗杆材料的弹性模量,单位为 MPa;

I ——蜗杆危险截面的惯性矩, $I = \frac{\pi d_n^4}{64}$,单位为 mm^4 ,其中 d_n 为蜗杆齿根圆直径,mm;

L' ——蜗杆两端支承间的跨距,单位为 mm,视具体结构要求而定,初步计算时可取 $L' \approx 0.9 d_2$, d_2 为蜗轮分度圆直径;

$[\gamma]$ ——许用最大挠度, $[\gamma] = \frac{d_1}{1\,000}$, 此处 d_1 为蜗杆分度圆直径, 单位为 mm。

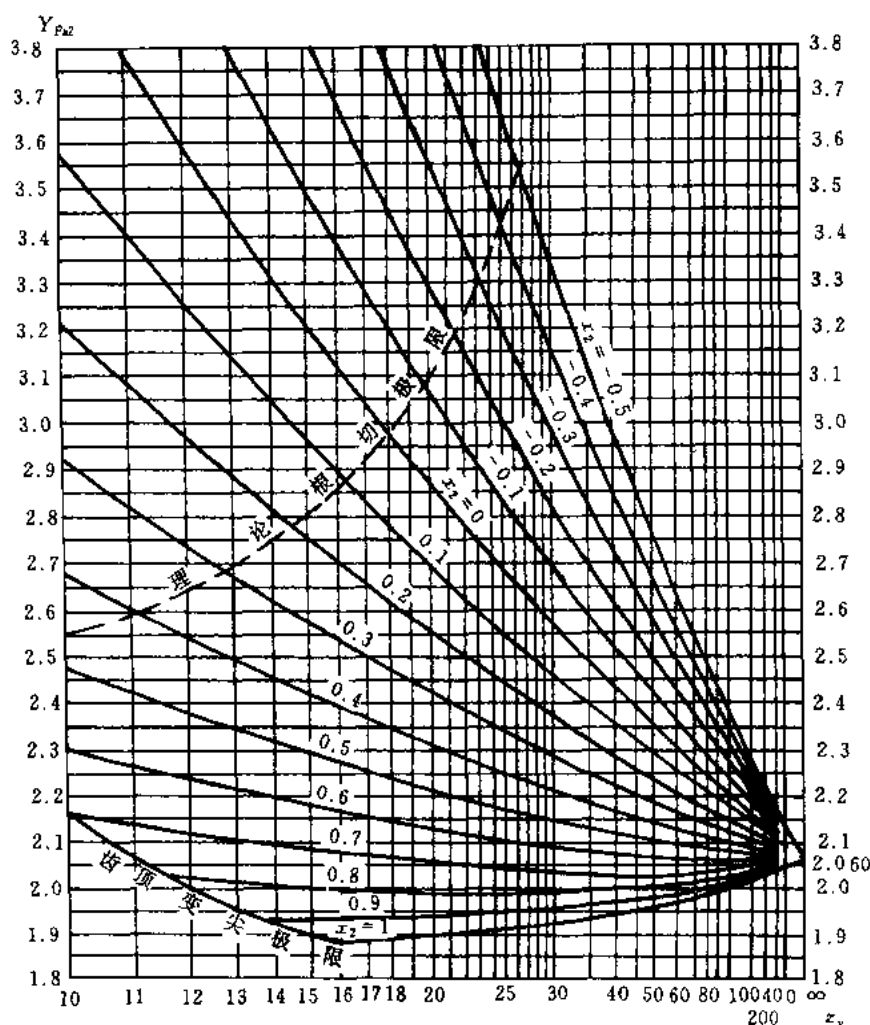


图 11-19 蜗轮的齿形系数 $Y_{Fa2}(\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, \rho_{a0} = 0.3m_n)$

(五) 普通圆柱蜗杆传动的精度等级及其选择

GB/T 10089—1988 对蜗杆、蜗轮和蜗杆传动规定了 12 个精度等级;1 级精度最高,依次降低。与齿轮公差相仿,蜗杆、蜗轮和蜗杆传动的公差也分成三个公差组。

普通圆柱蜗杆传动的精度,一般以 6~9 级应用得最多。6 级精度的传动可用于中等精度机床的分度机构、发动机调节系统的传动以及武器读数装置的精密传动,它允许的蜗轮圆周速度 $v_2 > 5 \text{ m/s}$ 。7 级精度常用于运输和一般工业中的中等速度($v_2 < 7.5 \text{ m/s}$)的动力传动。8 级精度常用于每昼夜只有短时工作的次要的低速($v_2 \leq 3 \text{ m/s}$)传动。

§ 11-4 圆弧圆柱蜗杆传动设计计算

(一) 概述

圆弧圆柱蜗杆(ZC蜗杆)传动是一种新型的蜗杆传动。实践证明,这种蜗杆传动比普通圆柱蜗杆传动的承载能力大,传动效率高,使用寿命长。因此圆弧圆柱蜗杆传动有逐渐代替普通圆柱蜗杆传动的趋势。

1. 圆弧圆柱蜗杆传动的特点

这种蜗杆传动和其它蜗杆传动一样,可以实现交错轴之间的传动,蜗杆能安装在蜗轮的上、下方或侧面。它的主要特点有:

- 1) 传动比范围大,可实现 1:100 的大传动比传动;
- 2) 蜗杆与蜗轮的齿廓呈凸凹啮合,接触线与相对滑动速度方向间的夹角大,有利于润滑油膜的形成;
- 3) 当蜗杆主动时,啮合效率可达 95% 以上,比普通圆柱蜗杆传动的啮合效率提高 10% ~ 20%;
- 4) 传动的中心距难以调整,对中心距误差的敏感性较强。

2. 圆弧圆柱蜗杆传动的主要参数及其选择

圆弧圆柱蜗杆传动的主要参数有齿形角 α_0 、变位系数 x_2 及齿廓圆弧半径 ρ (图 11-8b)。

- 1) 齿形角 α_0 依据啮合分析,推荐选取齿形角 $\alpha_0 = 23^\circ \pm 2^\circ$ 。
- 2) 变位系数 x_2 一般推荐 $x_2 = 0.5 \sim 1.5$ 。代替普通圆柱蜗杆传动时,一般选 $x_2 = 0.5 \sim 1$ 。当传动的转速较高时,应尽量选取较大的变位系数,取 $x_2 = 1 \sim 1.5$ 。此外,当 $z_1 > 2$ 时,取 $x_2 = 0.7 \sim 1.2$; $z_1 \leq 2$ 时,取 $x_2 = 1 \sim 1.5$ 。

3) 齿廓圆弧半径 ρ 齿廓圆弧半径 ρ 可按 $\rho = (0.72 \pm 0.1) h_a^* \left(\frac{1}{\sin \alpha_0} \right)^{2.2}$ 计算。实际应用中,推荐 $\rho = (5 \sim 5.5) m$ (m 为模数)。当 $z_1 = 1, 2$ 时,取 $\rho = 5m$; $z_1 = 3$ 时, $\rho = 5.3m$; $z_1 = 4$ 时, $\rho = 5.5m$ 。

3. 圆弧圆柱蜗杆的参数及几何尺寸计算

圆弧圆柱蜗杆的齿形参数及几何尺寸见表 11-9。

表 11-9 圆弧圆柱蜗杆齿形参数及几何尺寸计算(参见图 11-8b)

名 称	符号	计 算 公 式	备 注
齿形角	α_0	常取 $\alpha_0 = 23^\circ$	
蜗杆齿厚	s	$s = 0.4\pi m$	m 为模数,下同
蜗杆齿间宽	e	$e = 0.6\pi m$	
蜗杆轴向齿距	p_a	$p_a = \pi m$	
齿廓圆弧半径	ρ	$\rho = (5 \sim 5.5) m$	
齿廓圆弧中心到蜗杆轴线的距离	l'	$l' = \rho \sin \alpha_0 + 0.5qm$	
齿廓圆弧中心到蜗杆齿对称线的距离	L'	$L' = \rho \cos \alpha_0 + 0.5s = \rho \cos \alpha_0 + 0.2\pi m$	

表 11-9(完)

名 称	符号	计 算 公 式	备 注
齿顶高	h_a	$h_a = m$	
齿根高	h_f	$h_f = 1.2m$	
齿全高	h	$h = 2.2m$	
顶隙	c	$c = 0.2m$	
蜗杆齿顶厚度	s_a	$s_a = 2[L' - \sqrt{\rho^2 - (L' - r_a)^2}]$	
蜗杆齿根厚度	s_f	$s_f = 2[L' - \sqrt{\rho^2 - (L' - r_f)^2}]$	
蜗杆分度圆柱导程角	γ	$\gamma = \arctan(z_1/q)$	
法面模数	m_n	$m_n = m \cos \gamma$	
蜗杆法面齿厚	s_n	$s_n = s \cos \gamma$	
齿廓圆弧半径最小界限值	ρ_{\min}	$\rho_{\min} \geq \frac{h_a}{\sin \alpha_0} = \frac{h_a^* m}{\sin \alpha_0}$	

(二) 圆弧圆柱蜗杆传动强度计算

圆弧圆柱蜗杆传动的受力情况与普通圆柱蜗杆传动相同,因此,其主要失效形式及设计准则也大体相同。由于蜗轮的强度相对较弱,因此主要对蜗轮进行强度计算。

在进行计算前,应具备的已知条件为输入功率 P_1 ,输入轴的转速 n_1 ,传动比 i (或输出轴的转速 n_2)以及载荷的变化规律等。

根据功率 P_1 、转速 n_1 和传动比 i ,按图 11-20 可以初步确定蜗杆传动的中心距 a (见图下“用法举例”),参考表 11-10 可确定该传动中蜗杆与蜗轮的主要几何参数,基本几何尺寸的计算关系式见表 11-11。

图 11-20 是按磨削的淬火钢蜗杆与锡青铜蜗轮制订的,在其它情况下,可传递的功率 P_1 随 σ_{Hlim} 增减而增减。

表 11-10 圆弧圆柱蜗杆减速器参数匹配

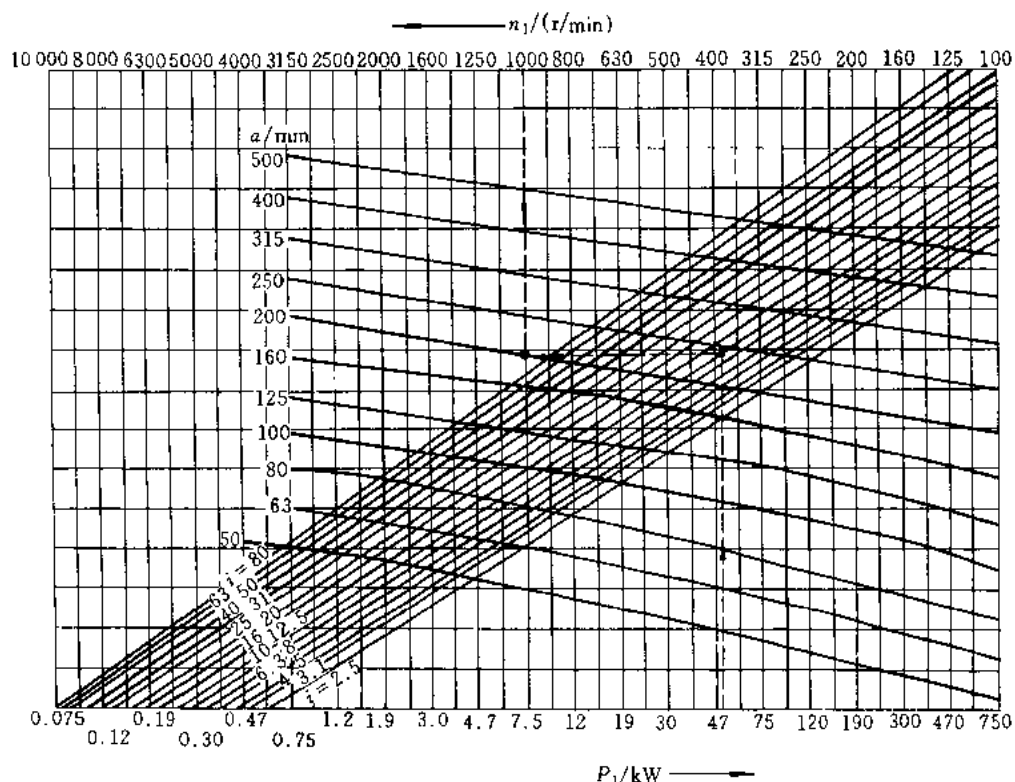
中心距 a/mm	参 数	公 称 传 动 比											
		5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	60
63	z_2/z_1	24/5	25/4	31/4	31/3	38/3	31/2	39/2	49/2	31/1	39/1	49/1	—
	m/mm	3.6	3.6	3	3	2.5	3	2.5	2	2	2.5	2	—
	d_1/mm	35.4	35.4	30.4	32	30	32	26	26	32	26	26	—
	x_2/mm	0.583	0.083	0.433	0.167	0.2	0.167	0.5	0.5	0.167	0.5	0.5	—
80	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	37/3	31/2	41/2	51/2	31/1	41/1	51/1	59/1
	m/mm	4.5	4.5	3.6	3.8	3.2	3.8	3	2.5	3.8	3	2.5	2.25
	d_1/mm	43.6	43.6	35.4	38.4	36.6	38.4	32	30	38.4	32	30	26.5
	x_2/mm	0.933	0.433	0.806	0.5	0.781	0.5	0.833	0.5	0.5	0.833	0.5	0.167

表 11-10(完)

中心距 a/mm	参 数	公 称 传 动 比											
		5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	60
100	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	37/3	31/2	41/2	49/2	31/1	41/1	50/1	60/1
	m/mm	5.8	5.8	4.5	4.8	4	4.8	3.8	3.2	4.8	3.8	3.2	2.75
	d_1/mm	49.4	49.4	43.6	46.4	44	46.4	38.4	36.6	46.4	38.4	36.6	32.5
	x_2/mm	0.983	0.483	0.878	0.5	1	0.5	0.763	1.031	0.5	0.763	0.531	0.455
125	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	37/3	31/2	41/2	51/2	30/1	41/1	50/1	59/1
	m/mm	7.3	7.3	5.8	6.2	5.2	6.2	4.8	4	6.2	4.8	4	3.5
	d_1/mm	61.8	61.8	49.4	57.6	54.6	57.6	46.4	44	57.6	46.4	44	39
	x_2/mm	0.890	0.390	0.793	0.016	0.288	0.016	0.708	0.250	0.516	0.708	0.750	0.643
(140)	z_2/z_1	—	29/5	29/4	31/3	35/3	31/2	39/2	51/2	31/1	39/1	51/1	58/1
	m/mm	—	7.3	7.3	6.5	6.2	6.5	5.6	4.4	6.5	5.6	4.4	4
	d_1/mm	—	61.8	61.8	67	57.6	67	58.8	47.2	67	58.8	47.2	44
	x_2/mm	—	0.445	0.445	0.885	0.435	0.885	0.250	0.955	0.885	0.250	0.955	0.5
160	z_2/z_1	24/5	25/4	34/4	31/3	37/3	31/2	41/2	49/2	31/1	41/1	50/1	60/1
	m/mm	9.5	9.5	7.3	7.8	6.5	7.8	6.2	5.2	7.8	6.2	5.2	4.4
	d_1/mm	73	73	61.8	69.4	67	69.4	57.6	54.6	69.4	57.6	54.6	47.2
	x_2/mm	1	0.5	0.685	0.564	0.962	0.564	0.661	1.019	0.564	0.661	0.519	0.5
(180)	z_2/z_1	—	29/5	29/4	29/3	36/3	33/2	39/2	52/2	33/1	40/1	52/1	60/1
	m/mm	—	9.5	9.5	9.2	7.8	8.2	7.1	5.6	8.2	7.1	5.6	5
	d_1/mm	—	73	73	80.6	69.4	78.6	70.8	58.8	78.6	70.8	58.8	55
	x_2/mm	—	0.605	0.605	0.685	0.628	0.659	0.866	0.893	0.659	0.366	0.893	0.5
200	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	38/3	31/2	41/2	51/2	31/1	41/1	50/1	60/1
	m/mm	11.8	11.8	9.5	10	8.2	10	7.8	6.5	10	7.8	6.5	5.6
	d_1/mm	93.5	93.5	73	82	78.6	82	69.4	67	82	69.4	67	58.8
	x_2/mm	0.987	0.487	0.711	0.4	0.598	0.4	0.692	0.115	0.4	0.692	0.615	0.464
(225)	z_2/z_1	—	29/5	29/4	32/3	36/3	32/2	39/2	52/2	32/1	40/1	52/1	58/1
	m/mm	—	11.8	11.8	10.5	10	10.5	9	7.1	10.5	9	7.1	6.5
	d_1/mm	—	93.5	93.5	99	82	99	84	70.8	99	84	70.8	67
	x_2/mm	—	0.606	0.606	0.714	0.4	0.714	0.833	0.704	0.714	0.333	0.704	0.462
250	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	37/3	31/2	41/2	51/2	31/1	41/1	50/1	59/1
	m/mm	15	15	11.8	12.5	10.5	12.5	10	8.2	12.5	10	8.2	7.1
	d_1/mm	111	111	93.5	105	99	105	82	78.6	105	82	78.6	70.8
	x_2/mm	0.967	0.467	0.724	0.3	0.595	0.3	0.4	0.195	0.3	0.4	0.695	0.725

注:1) 括号中的中心距属于第二系列。

2) $a > 250 \text{ mm}$ 时请查有关标准。



用法举例: 已知 $P_1 = 53 \text{ kW}$, $i = 10$, $n_1 = 1000 \text{ r/min}$, 可按箭头方向沿虚线查得中心距 $a = 200 \text{ mm}$ 。

图 11-20 齿面疲劳强度承载能力的线图

表 11-11 圆弧圆柱蜗杆传动基本几何尺寸计算关系式

名 称	符号	计 算 关 系 式	备 注
中心距	a	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$	$a' = \frac{1}{2}(d_1 + d_2 + 2x_2m)$ (变位后)
传动比	i	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$	
蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = mq$	$q = \frac{2a}{m} - (z_2 + 2x_2)$
蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = mz_2$	$d_2 = 2a - d_1 - 2x_2m$ (变位后)
蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1$	$d'_1 = d_1 + x_2m = 2a' - mz_2$ (变位后)
蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$	
蜗轮齿顶圆直径(中间平面)	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m + 2x_2m$ (变位后)
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2.4m$	
蜗轮齿根圆直径(中间平面)	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2.4m$	$d_{f2} = d_2 - 2.4m + 2x_2m$ (变位后)
蜗轮顶圆直径	d_{e2}	$d_{e2} \leq d_{a2} + (0.8 \sim 1)m$	取整数值
蜗轮宽度	B	$B = (0.67 \sim 0.7)d_{a1}$	取整数值
蜗杆齿宽	b_1	$z_1 = 1 \sim 2$	对磨削蜗杆 b_1 的加长量:
		$x < 1, b_1 \geq (12.5 + 0.1z_2)m$	$m \leq 6 \text{ mm}$, 加长 20 mm
		$x \geq 1, b_1 \geq (13 + 0.1z_2)m$	$m = 7 \sim 9 \text{ mm}$, 加长 30 mm
		$z_1 = 3 \sim 4$	$m = 10 \sim 14 \text{ mm}$, 加长 40 mm
		$x < 1, b_1 \geq (13.5 + 0.1z_2)m$	$m = 16 \sim 25 \text{ mm}$, 加长 50 mm
		$x \geq 1, b_1 \geq (14 + 0.1z_2)m$	

1. 校核蜗轮齿面接触疲劳强度的安全系数

在初步确定蜗杆传动的主要几何尺寸后,可按下式校核蜗轮齿面接触疲劳强度的安全系数 S_H :

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \geq S_{Hmin} \quad (11-16)$$

式中: σ_H ——蜗轮齿面接触应力,单位为 MPa,见式(11-17);

σ_{Hlim} ——蜗轮齿面接触疲劳极限,单位为 MPa,见式(11-18);

S_{Hmin} ——最小安全系数,见表 11-12;

表 11-12 最小安全系数 S_{Hmin}

蜗轮的圆周速度/(m/s)	> 10	≤ 10	≤ 7.5	≤ 5
精度等级 GB/T 10089—1988	5	6	7	8
S_{Hmin}	1.2	1.6	1.8	2.0

蜗轮齿面接触应力

$$\sigma_H = \frac{F_Q}{Z_m Y_z b_{m2} (d_2 + 2x_2 \cdot m)} \quad (11-17)$$

式中: F_Q ——蜗轮分度圆上的圆周力,单位为 N;

Z_m ——系数, $Z_m = \sqrt{\frac{10m}{d_1}}$;

b_{m2} ——蜗轮平均齿宽, $b_{m2} \approx 0.45(d_1 + 6m)$,单位为 mm;

Y_z ——蜗杆齿的齿形系数,见表 11-13;

其余各符号的意义和单位同前。

表 11-13 蜗杆齿的齿形系数 Y_z

$\tan \gamma$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
Y_z	0.695	0.666	0.638	0.618	0.600	0.590	0.583	0.580	0.576	0.575	0.570

蜗轮齿面接触疲劳极限

$$\sigma_{Hlim} = K_0 \cdot f_h \cdot f_n \cdot f_w \quad (11-18)$$

式中: K_0 ——蜗轮与蜗杆的配对材料系数,见表 11-14;

f_h ——寿命系数,见表 11-15, $f_h = \sqrt[3]{\frac{12\,000}{L_h}}$,其中 L_h 是设计时所要求的以小时为单位的工作寿命;

f_n ——速度系数,当转速不变时,见表 11-16,当转速有变化时,计算方法可见参考文献[68];

f_w ——载荷系数,当载荷平稳时, $f_w = 1$;当载荷有变化时,计算方法可见参考文献[68]。

表 11-14 蜗轮与蜗杆的配对材料系数 K_0

MPa

蜗杆材料	蜗轮齿圈材料	K_0	蜗杆材料	蜗轮齿圈材料	K_0
钢经淬火、磨削	锡青铜	7.84	钢经调质、不磨削	锡青铜	4.61
	铜铝合金	4.17		铜铝合金	2.45
	珠光体铸铁	11.76		铜锌合金	1.67

表 11-15 寿命系数 f_h

$L_h/1\ 000$	0.75	1.5	3	6	12	24	48	96	190
f_h	2.5	2.0	1.6	1.26	1.0	0.8	0.63	0.50	0.40

表 11-16 速度系数 f_v

$v_s/(m/s)$	0.1	0.4	1.0	2.0	4.0	8.0	12	16	24	32	46	64
f_v	0.935	0.815	0.666	0.526	0.380	0.268	0.194	0.159	0.108	0.095	0.071	0.065

注:表中滑动速度 v_s 参看图 11-21 及式(11-22)。

2. 校核蜗轮齿根弯曲疲劳强度的安全系数

$$S_F = \frac{C_{Flim}}{C_{Fmax}} \geq 1 \quad (11-19)$$

式中: C_{Flim} ——蜗轮齿根应力系数极限值,单位为 MPa,见表 11-17; C_{Fmax} ——蜗轮齿根最大应力系数,单位为 MPa,

$$C_{Fmax} = \frac{F_{t2max}}{m_n \pi \hat{b}_2}$$

式中: F_{t2max} ——蜗轮平均圆(以蜗轮的齿顶圆直径和喉圆直径的平均值为直径所作的圆)上的最大圆周力,单位为 N; \hat{b}_2 ——蜗轮齿弧长,单位为 mm,蜗轮齿圈为锡青铜时, $\hat{b}_2 \approx 1.1b_2$;为铜铝合金时, $\hat{b}_2 \approx 1.17b_2$; m_n ——法向模数,单位为 mm。表 11-17 蜗轮齿根应力系数极限值 C_{Flim}

蜗轮齿圈材料	锡青铜	铜铝合金
C_{Flim}/MPa	39.2	18.62

3. 计算几何尺寸

当蜗轮强度校核合格后,计算蜗杆及蜗轮的全部几何尺寸(参看表 11-11)。

§ 11-5 普通圆柱蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算

(一) 蜗杆传动的效率

闭式蜗杆传动的功率损耗一般包括三部分,即啮合摩擦损耗、轴承摩擦损耗及浸入油池中的

零件搅油时的溅油损耗。因此总效率为

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad (11-20)$$

式中, η_1 、 η_2 、 η_3 分别为单独考虑啮合摩擦损耗、轴承摩擦损耗及溅油损耗时的效率。而蜗杆传动的总效率, 主要取决于计入啮合摩擦损耗时的效率 η_1 。当蜗杆主动时, 则

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)} \quad (11-21)$$

式中: γ ——普通圆柱蜗杆分度圆柱上的导程角;

φ_v ——当量摩擦角, $\varphi_v = \arctan f_v$, 其值可根据滑动速度 v_s 由表 11-18 或表 11-19 中选取。

滑动速度 v_s (单位为 m/s) 由图 11-21 得

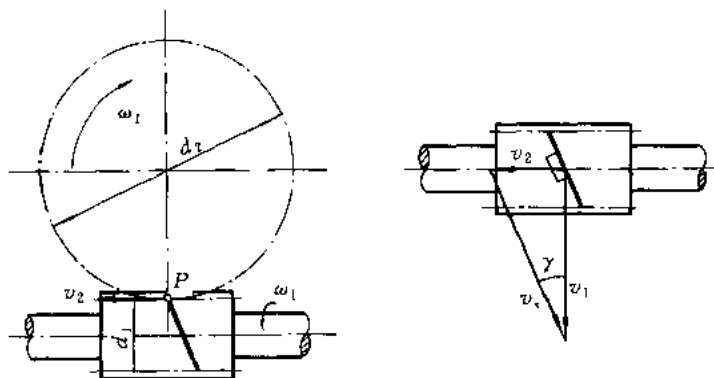


图 11-21 蜗杆传动的滑动速度

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} \quad (11-22)$$

式中: v_1 ——蜗杆分度圆的圆周速度, 单位为 m/s;

d_1 ——蜗杆分度圆直径, 单位为 mm;

n_1 ——蜗杆的转速, 单位为 r/min。

由于轴承摩擦及溅油这两项功率损耗不大, 一般取 $\eta_2 \cdot \eta_3 = 0.95 \sim 0.96$, 则总效率 η 为

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)} \quad (11-20a)$$

在设计之初, 为了近似地求出蜗轮轴上的扭矩 T_2 , η 值可如下估取:

蜗杆头数	z_1	1	2	4	6
总效率	η	0.7	0.8	0.9	0.95

表 11-18 普通圆柱蜗杆传动的 v_s 、 f_v 、 φ_v 值

蜗轮齿圈材料	锡青铜				无锡青铜		灰铸铁			
	$\geq 45\text{HRC}$		其它		$\geq 45\text{HRC}$		$\geq 45\text{HRC}$		其它	
蜗杆齿面硬度	$f_v^{(2)}$	$\varphi_v^{(2)}$	f_v	φ_v	$f_v^{(2)}$	$\varphi_v^{(2)}$	$f_v^{(2)}$	$\varphi_v^{(2)}$	f_v	φ_v
滑动速度 $v_s^{(1)}$ /(m/s)										
0.01	0.110	6°17'	0.120	6°51'	0.180	10°12'	0.180	10°12'	0.190	10°45'
0.05	0.090	5°09'	0.100	5°43'	0.140	7°58'	0.140	7°58'	0.160	9°05'

表 11-18(完)

蜗轮齿圈材料	锡青铜				无锡青铜		灰铸铁			
蜗杆齿面硬度	$\geq 45\text{HRC}$		其它		$\geq 45\text{HRC}$		$\geq 45\text{HRC}$		其它	
滑动速度 $v_s^{①}/(\text{m/s})$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v
0.10	0.080	4°34'	0.090	5°09'	0.130	7°24'	0.130	7°24'	0.140	7°58'
0.25	0.065	3°43'	0.075	4°17'	0.100	5°43'	0.100	5°43'	0.120	6°51'
0.50	0.055	3°09'	0.065	3°43'	0.090	5°09'	0.090	5°09'	0.100	5°43'
1.0	0.045	2°35'	0.055	3°09'	0.070	4°00'	0.070	4°00'	0.090	5°09'
1.5	0.040	2°17'	0.050	2°52'	0.065	3°43'	0.065	3°43'	0.080	4°34'
2.0	0.035	2°00'	0.045	2°35'	0.055	3°09'	0.055	3°09'	0.070	4°00'
2.5	0.030	1°43'	0.040	2°17'	0.050	2°52'				
3.0	0.028	1°36'	0.035	2°00'	0.045	2°35'				
4	0.024	1°22'	0.031	1°47'	0.040	2°17'				
5	0.022	1°16'	0.029	1°40'	0.035	2°00'				
8	0.018	1°02'	0.026	1°29'	0.030	1°43'				
10	0.016	0°55'	0.024	1°22'						
15	0.014	0°48'	0.020	1°09'						
24	0.013	0°45'								

注:① 如滑动速度与表中数值不一致时,可用插入法求得 f_v 和 φ_v 值。

② 蜗杆齿面经磨削或抛光并仔细磨合、正确安装、以及采用粘度合适的润滑油进行充分润滑时。

表 11-19 圆弧圆柱蜗杆传动的 φ_v 、 f_v 、 φ_v 值

蜗轮齿圈材料	锡青铜				无锡青铜		灰铸铁			
蜗杆齿面硬度	$\geq 45\text{HRC}$		其它		$\geq 45\text{HRC}$		$\geq 45\text{HRC}$		其它	
$v_s^{①}/(\text{m/s})$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v
0.01	0.093	5°19'	0.10	5°47'	0.156	8°53'	0.156	8°53'	0.165	9°22'
0.05	0.075	4°17'	0.083	4°45'	0.12	6°51'	0.12	6°51'	0.138	7°12'
0.10	0.065	3°43'	0.075	4°17'	0.111	6°20'	0.111	6°20'	0.119	6°47'
0.25	0.052	2°59'	0.060	3°26'	0.083	4°45'	0.083	4°45'	0.107	5°50'
0.50	0.042	2°25'	0.052	2°59'	0.075	4°17'	0.075	4°17'	0.083	4°45'
1.00	0.033	1°54'	0.042	2°25'	0.056	3°12'	0.056	3°12'	0.075	4°17'
1.50	0.029	1°40'	0.038	2°11'	0.052	2°59'	0.052	2°59'	0.065	3°43'
2.00	0.023	1°21'	0.033	1°54'	0.042	2°25'	0.042	2°25'	0.056	3°12'
2.5	0.022	1°16'	0.031	1°47'	0.041	2°21'	0.041	2°21'		
3	0.019	1°05'	0.027	1°33'	0.037	2°07'	0.037	2°07'		

表 11-19(完)

蜗轮齿圈材料	锡青铜				无锡青铜		灰铸铁			
蜗杆齿面硬度	≥45 HRC		其它		≥45 HRC		≥45 HRC		其它	
$v_s^{①}/(m/s)$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v
4	0.018	1°02'	0.024	1°23'	0.033	1°54'	0.033	1°54'		
5	0.017	0°59'	0.023	1°20'	0.029	1°40'	0.029	1°40'		
8	0.014	0°48'	0.022	1°16'	0.025	1°26'	0.025	1°26'		
10	0.012	0°41'	0.020	1°09'						
15	0.011	0°38'	0.017	0°59'						
20	0.010	0°35'								
25	0.009	0°31'								

注:① 如滑动速度与表中数值不一致时,可用插入法求得 f_v 和 φ_v 值。

② 蜗杆齿面经磨削或抛光并仔细磨合、正确安装、采用粘度合适的润滑油进行充分的润滑时。

(二) 蜗杆传动的润滑

润滑对蜗杆传动来说,具有特别重要的意义。因为当润滑不良时,传动效率将显著降低,并且会带来剧烈的磨损和产生胶合破坏的危险,所以往往采用粘度大的矿物油进行良好的润滑,在润滑油中还常加入添加剂,使其提高抗胶合能力。

蜗杆传动所采用的润滑油、润滑方法及润滑装置与齿轮传动的基本相同。

1. 润滑油

润滑油的种类很多,需根据蜗杆、蜗轮配对材料和运转条件合理选用。在钢蜗杆配青铜蜗轮时,常用的润滑油见表 11-20,也可参照第十章有关资料进行选取。

表 11-20 蜗杆传动常用的润滑油

全损耗系统用油牌号 L-AN	68	100	150	220	320	460	680
运动粘度 ν_{40}/cSt	61.2 ~ 74.8	90 ~ 110	135 ~ 165	198 ~ 242	288 ~ 352	414 ~ 506	612 ~ 748
粘度指数 不小于	90						
闪点(开口)/℃ 不低于	180		200				220
倾点/℃ 不高于	- 8						- 5

注:其余指标可参看 GB/T 5903--1986。

2. 润滑油粘度及给油方法

润滑油粘度及给油方法,一般根据相对滑动速度及载荷类型进行选择。对于闭式传动,常用的润滑油粘度及给油方法见表 11-21;对于开式传动,则采用粘度较高的齿轮油或润滑脂。

如果采用喷油润滑,喷油嘴要对准蜗杆啮入端;蜗杆正反转时,两边都要装有喷油嘴,而且要控制一定的油压。

表 11-21 蜗杆传动的润滑油粘度荐用值及给油方法

蜗杆传动的相对滑动速度 $v_s/(m/s)$	0~1	0~2.5	0~5	>5~10	>10~15	>15~25	>25
载荷类型	重	重	中	(不限)	(不限)	(不限)	(不限)
运动粘度 ν_{40}/cSt	900	500	350	220	150	100	80
给油方法	油池润滑			喷油润滑 或 油池润滑	喷油润滑时的喷油压力 /MPa		
					0.7	2	3

3. 润滑油量

对闭式蜗杆传动采用油池润滑时,在搅油损耗不致过大的情况下,应有适当的油量。这样不仅有利于动压油膜的形成,而且有助于散热。对于蜗杆下置式或蜗杆侧置式的传动,浸油深度应为蜗杆的一个齿高;当为蜗杆上置式时,浸油深度约为蜗轮外径的 1/3。

(三) 蜗杆传动的热平衡计算

蜗杆传动由于效率低,所以工作时发热量大。在闭式传动中,如果产生的热量不能及时散逸,将因油温不断升高而使润滑油稀释,从而增大摩擦损失,甚至发生胶合。所以,必须根据单位时间内的发热量 Φ_1 等于同时间内的散热量 Φ_2 的条件进行热平衡计算,以保证油温稳定地处于规定的范围内。

由于摩擦损耗的功率 $P_f = P(1 - \eta)$,则产生的热流量(单位为 $1\text{ W} = 1\text{ J/s}$)为

$$\Phi_1 = 1\,000P(1 - \eta)$$

式中 P 为蜗杆传递的功率,单位为 kW。

以自然冷却方式,从箱体外壁散发到周围空气中热流量 Φ_2 (单位为 W)为

$$\Phi_2 = \alpha_d S(t_0 - t_a)$$

式中: α_d ——箱体的表面传热系数,可取 $\alpha_d = (8.15 \sim 17.45)\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,当周围空气流通良好时,取偏大值;

S ——内表面能被润滑油所飞溅到,而外表面又可为周围空气所冷却的箱体表面面积,单位为 m^2 ;

t_0 ——油的工作温度,一般限制在 $60 \sim 70\text{ }^\circ\text{C}$,最高不应超过 $80\text{ }^\circ\text{C}$;

t_a ——周围空气的温度,常温情况可取为 $20\text{ }^\circ\text{C}$;

按热平衡条件 $\Phi_1 = \Phi_2$,可求得在既定工作条件下的油温 t_0 (单位为 $^\circ\text{C}$)为

$$t_0 = t_a + \frac{1\,000P(1 - \eta)}{\alpha_d S} \quad (11-23)$$

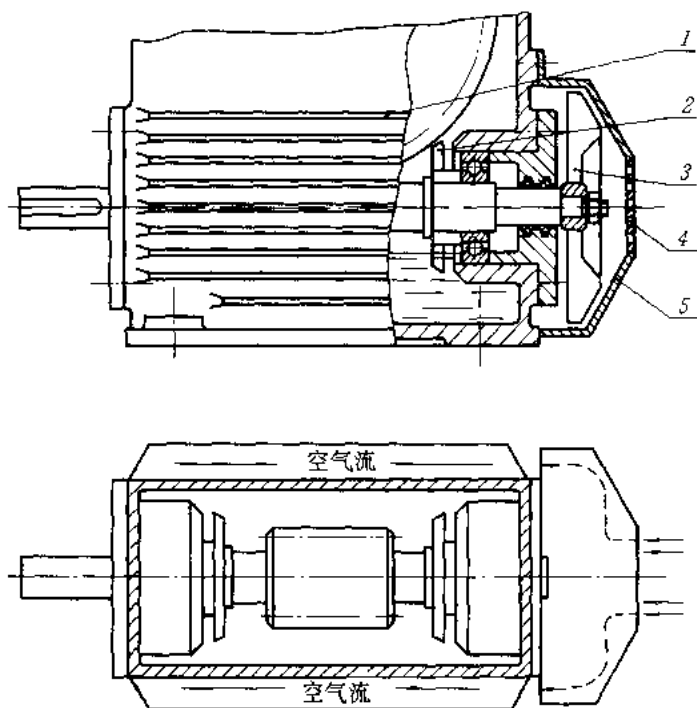
或在既定条件下,保持正常工作温度所需要的散热面积 S (单位为 m^2)为

$$S = \frac{1\,000P(1 - \eta)}{\alpha_d(t_0 - t_a)} \quad (11-24)$$

两式中各符号的意义和单位同前。

在 $t_0 > 80\text{ }^\circ\text{C}$ 或有效的散热面积不足时,则必须采取措施,以提高散热能力。通常采取:

1) 加散热片以增大散热面积,见图 11-22。



1—散热片；2—喷油轮；3—风扇；4—过滤网；5—集气罩

图 11-22 加散热片和风扇的蜗杆传动

2) 在蜗杆轴端加装风扇(图 11-22)以加速空气的流通。

由于在蜗杆轴端加装风扇,这就增加了功率损耗。总的功率损耗 P_t (单位为 kW)为

$$P_t = (P - \Delta P_F)(1 - \eta) \quad (11-25)$$

式中 ΔP_F (单位为 kW)为风扇消耗的功率,可按下式计算:

$$\Delta P_F \approx \frac{1.5 v_F^3}{10^5} \quad (11-26)$$

此处 v_F 为风扇叶轮的圆周速度,单位为 m/s, $v_F = \frac{\pi D_F n_F}{60 \times 1000}$, 其中 D_F 为风扇叶轮外径,单位为 mm; n_F 为风扇叶轮转速,单位为 r/min。

由摩擦消耗的功率所产生的热流量 Φ_1 (单位为 W)为

$$\Phi_1 = 1000(P - \Delta P_t)(1 - \eta) \quad (11-27)$$

式中: $P, \Delta P_F$ 的单位为 kW。

散发到空气中的热流量 Φ_2 (单位为 W)为

$$\Phi_2 = (\alpha'_d S_1 + \alpha_d S_2)(t_0 - t_a) \quad (11-28)$$

式中: S_1, S_2 ——分别为风冷面积及自然冷却面积,单位为 m^2 ;

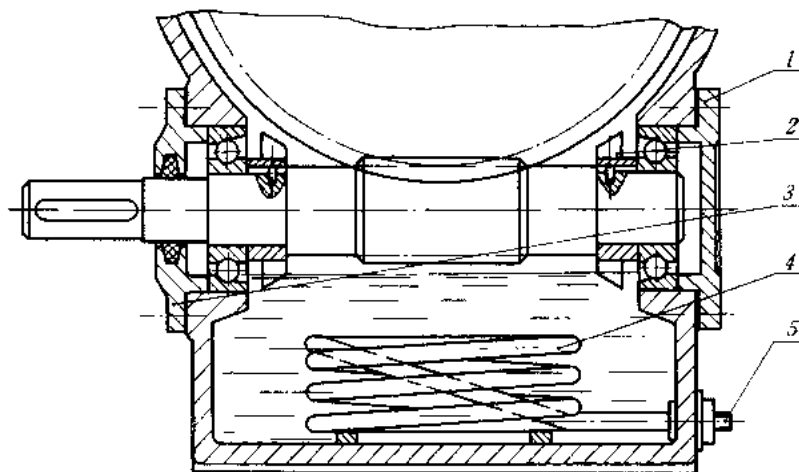
α'_d ——风冷时的表面传热系数,按表 11-22 选取;

t_0, t_a ——分别为油的工作温度及周围空气的温度,单位为 $^{\circ}C$ 。

表 11-22 风冷时的表面传热系数 α'_d

蜗杆转速/(r/min)	750	1 000	1 250	1 550
$\alpha'_d/[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$	27	31	35	38

3) 在传动箱内装循环冷却管路, 见图 11-23。



1—闷盖; 2—渗油轮; 3—透盖; 4—蛇形管; 5—冷却水出、入接口

图 11-23 装有循环冷却管路的蜗杆传动

关于散热片, 冷却管路的设计计算见参考文献[66]。

§ 11-6 圆柱蜗杆和蜗轮的结构设计

蜗杆螺旋部分的直径不大, 所以常和轴做成一个整体, 结构形式见图 11-24, 其中图 a 所示

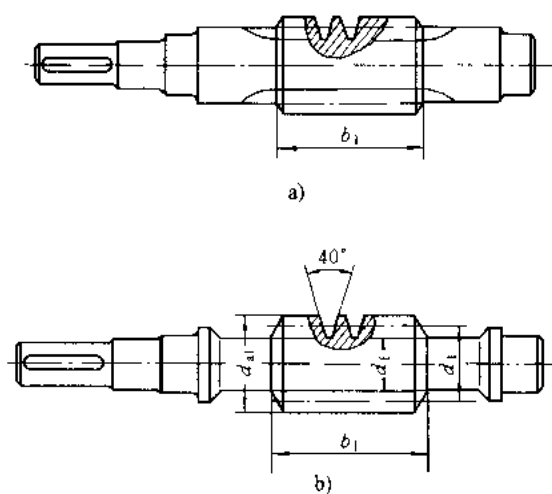


图 11-24 蜗杆的结构形式

的结构无退刀槽,加工螺旋部分时只能用铣制的办法;图 b 所示的结构则有退刀槽,螺旋部分可以车制,也可以铣制,但这种结构的刚度比前一种差。当蜗杆螺旋部分的直径较大时,可以将蜗杆与轴分开制作。

常用的蜗轮结构形式有以下几种:

1) 齿圈式(图 11-25a) 这种结构由青铜齿圈及铸铁轮芯所组成。齿圈与轮芯多用 H7/r6 配合,并加装 4~6 个紧定螺钉(或用螺钉拧紧后将头部锯掉),以增强联接的可靠性。螺钉直径取作 $(1.2 \sim 1.5)m$, m 为蜗轮的模数。螺钉拧入深度为 $(0.3 \sim 0.4)B$, B 为蜗轮宽度。为了便于钻孔,应将螺孔中心线由配合缝向材料较硬的轮芯部分偏移 2~3 mm。这种结构多用于尺寸不太大或工作温度变化较小的地方,以免热胀冷缩影响配合的质量。

2) 螺栓联接式(图 11-25b) 可用普通螺栓联接,或用铰制孔用螺栓联接,螺栓的尺寸和数目可参考蜗轮的结构尺寸取定,然后作适当的校核。这种结构装拆比较方便,多用于尺寸较大或容易磨损的蜗轮。

3) 整体浇铸式(图 11-25c) 主要用于铸铁蜗轮或尺寸很小的青铜蜗轮。

4) 拼铸式(图 11-25d) 这是在铸铁轮芯上加铸青铜齿圈,然后切齿。只用于成批制造的蜗轮。

蜗轮的几何尺寸可按表 11-3、11-4 中的计算公式及图 11-16、图 11-25 所示的结构尺寸来确定;轮芯部分的结构尺寸可参考齿轮的结构尺寸。

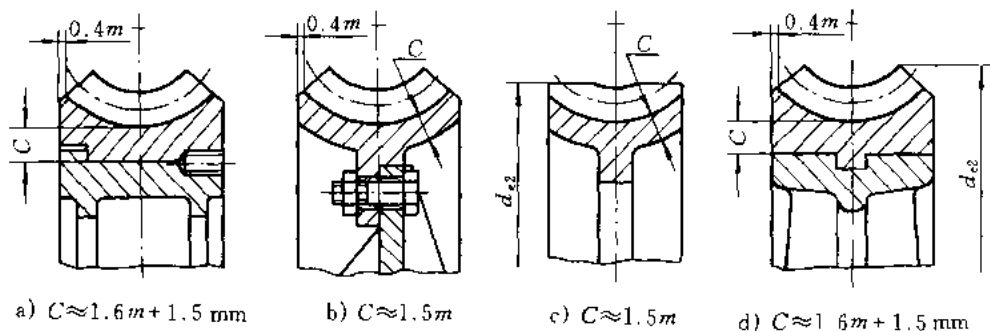


图 11-25 蜗轮的结构形式(m 为蜗轮模数, m 和 C 的单位均为 mm)

例题 试设计一搅拌机用的闭式蜗杆减速器中的普通圆柱蜗杆传动。已知:输入功率 $P=9$ kW,蜗杆转速 $n_1=1450$ r/min,传动比 $i_{12}=20$,搅拌机为大批量生产,传动不反向,工作载荷较稳定,但有不大的冲击,要求寿命 L_h 为 12 000 h。

[解] 1. 选择蜗杆传动类型

根据 GB/T 10085—1988 的推荐,采用渐开线蜗杆(ZI)。

2. 选择材料

根据库存材料的情况,并考虑到蜗杆传动传递的功率不大,速度只是中等,故蜗杆用 45 钢;因希望效率高些,耐磨性好些,故蜗杆螺旋齿面要求淬火,硬度为 45~55 HRC 蜗轮用铸锡磷青铜 ZCuSn10P1,金属模铸造 为了节约贵重的有色金属,仅齿圈用青铜制造,而轮芯用灰铸铁 HT100 制造。

3. 按齿面接触疲劳强度进行设计

根据闭式蜗杆传动的设计准则,先按齿面接触疲劳强度进行设计,再校核齿根弯曲疲劳强度。由式(11-12),传动中心距

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z_p}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定作用在蜗轮上的转矩 T_2

按 $z_1 = 2$, 估取效率 $\eta = 0.8$, 则

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \frac{P\eta}{n_1/i_{12}} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{9 \times 0.8}{1450/20} \text{ N} \cdot \text{mm} = 948\,400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2) 确定载荷系数 K

因工作载荷较稳定,故取载荷分布不均系数 $K_\beta = 1$; 由表 11-5 选取使用系数 $K_A = 1.15$; 由于转速不高,冲击不大,可取动载系数 $K_v = 1.05$; 则

$$K = K_A \cdot K_\beta \cdot K_v = 1.15 \times 1 \times 1.05 \approx 1.21$$

3) 确定弹性影响系数 Z_E

因选用的是铸锡磷青铜蜗轮和钢蜗杆相配,故 $Z_E = 160 \text{ MPa}^{1/2}$ 。

4) 确定接触系数 Z_p

先假设蜗杆分度圆直径 d_1 和传动中心距 a 的比值 $d_1/a = 0.35$, 从图 11-18 中可查得 $Z_p = 2.9$ 。

5) 确定许用接触应力 $[\sigma_H]$

根据蜗轮材料为铸锡磷青铜 ZCuSn10P1, 金属模铸造, 蜗杆螺旋齿面硬度 $> 45 \text{ HRC}$, 可从表 11-7 中查得蜗轮的基本许用应力 $[\sigma_H]' = 268 \text{ MPa}$ 。

$$\text{应力循环次数} \quad N = 60jn_2L_h = 60 \times 1 \times \frac{1450}{20} \times 12\,000 = 5.22 \times 10^7$$

$$\text{寿命系数} \quad K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5.22 \times 10^7}} = 0.8134$$

$$\text{则} \quad [\sigma_H] = K_{HN} \cdot [\sigma_H]' = 0.8134 \times 268 \text{ MPa} = 218 \text{ MPa}$$

6) 计算中心距

$$a \geq \sqrt[3]{1.21 \times 948\,400 \times \left(\frac{160 \times 2.9}{218} \right)^2} \text{ mm} = 173.234 \text{ mm}$$

取中心距 $a = 200 \text{ mm}$, 因 $i = 20$, 故从表 11-2 中取模数 $m = 8 \text{ mm}$, 蜗杆分度圆直径 $d_1 = 80 \text{ mm}$ 。这时 $d_1/a = 0.4$, 从图 11-18 中可查得接触系数 $Z'_p = 2.74$, 因为 $Z'_p < Z_p$, 因此以上计算结果可用。

4. 蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸

1) 蜗杆

轴向齿距 $p_a = 25.133 \text{ mm}$; 直径系数 $q = 10$; 齿顶圆直径 $d_{a1} = 96 \text{ mm}$; 齿根圆直径 $d_{f1} = 60.8 \text{ mm}$; 分度圆导程角 $\gamma = 11^\circ 18' 36''$; 蜗杆轴向齿厚 $s_a = 12.5664 \text{ mm}$ 。

2) 蜗轮

蜗轮齿数 $z_2 = 41$; 变位系数 $x_2 = -0.5$;

验算传动比 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{41}{2} = 20.5$, 这时传动比误差为 $\frac{20.5 - 20}{20} = 0.025 = 2.5\%$, 是允许的。

$$\text{蜗轮分度圆直径} \quad d_2 = mz_2 = 8 \times 41 \text{ mm} = 328 \text{ mm}$$

$$\text{蜗轮喉圆直径} \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = (328 + 2 \times 8) \text{ mm} = 344 \text{ mm}$$

$$\text{蜗轮齿根圆直径} \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = (328 - 2 \times 1.2 \times 8) \text{ mm} = 308.8 \text{ mm}$$

$$\text{蜗轮咽喉母圆半径} \quad r_{a2} = a - \frac{1}{2}d_{a2} = (200 - \frac{1}{2} \times 344) \text{ mm} = 28 \text{ mm}$$

5. 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{1.53 K T_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_{\beta} \leq [\sigma_F]$$

当量齿数

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{41}{(\cos 11.31^\circ)^3} = 43.48$$

根据 $x_2 = -0.5$, $z_{v2} = 43.48$, 从图 11-19 中可查得齿形系数 $Y_{Fa2} = 2.87$ 。

螺旋角系数

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{11.31^\circ}{140^\circ} = 0.9192$$

许用弯曲应力

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]' \cdot K_{FN}$$

从表 11-8 中查得由 ZCuSn10P1 制造的蜗轮的基本许用弯曲应力 $[\sigma_F]' = 56 \text{ MPa}$ 。

寿命系数

$$K_{FN} = \sqrt[6]{\frac{10^6}{5.22 \times 10^7}} = 0.644$$

$$[\sigma_F] = 56 \times 0.644 \text{ MPa} = 36.066 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{1.53 \times 1.21 \times 948400}{80 \times 328 \times 8} \times 2.87 \times 0.9192 \text{ MPa} = 22.065 \text{ MPa}$$

弯曲强度是满足的

6. 精度等级公差和表面粗糙度的确定

考虑到所设计的蜗杆传动是动力传动, 属于通用机械减速器, 从 GB/T 10089—1988 圆柱蜗杆、蜗轮精度中选择 8 级精度, 侧隙种类为 f, 标注为 8f GB/T 10089—1988。然后由有关手册查得要求的公差项目及表面粗糙度, 此处从略。

7. 热平衡核算(从略)。

8. 绘制工作图(从略)。

习 题

11-1 试分析图 11-26 所示蜗杆传动中各轴的回转方向、蜗轮轮齿的螺旋方向及蜗杆、蜗轮所受各力的作用位置及方向。

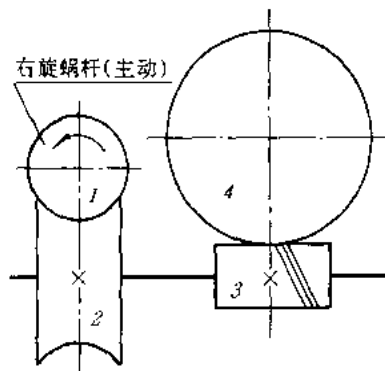


图 11-26 蜗杆传动

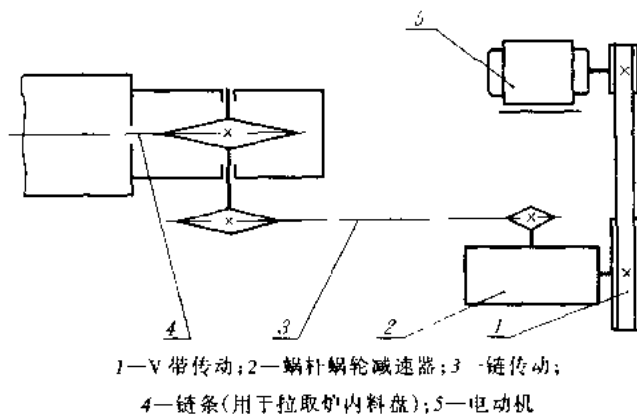


图 11-27 加热炉拉料机传动简图

11-2 图 11-27 所示为热处理车间所用的可控气氛加热炉拉料机传动简图。已知: 蜗轮传递的转矩 $T_2 = 405 \text{ N} \cdot \text{m}$, 蜗杆减速器的传动比 $i_{12} = 20$, 蜗杆转速 $n_1 = 480 \text{ r/min}$, 传动较平稳, 冲击不大。工作时间为每天 8 h, 要求工作寿命为 5 年(每年按 300 工作日计), 试设计该蜗杆传动。

11-3 设计用于带式输送机的普通圆柱蜗杆传动, 传递功率 $P_1 = 5.0 \text{ kW}$, $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 23$, 由电动机驱动, 载荷平稳。蜗杆材料为 20Cr, 渗碳淬火, 硬度 $\geq 58 \text{ HRC}$ 。蜗轮材料为 ZCuSn10P1, 金属模铸造。蜗杆

减速器每日工作 8 h, 要求工作寿命为 7 年(每年按 300 工作日计)。

11-4 设计一起重设备用的蜗杆传动, 载荷有中等冲击, 蜗杆轴由电动机驱动, 传递的额定功率 $P_1 = 10.3$ kW, $n_1 = 1\,460$ r/min, $n_2 = 120$ r/min, 间歇工作, 平均约为每日 2 h, 要求工作寿命为 10 年(每年按 300 工作日计)。

11-5 试设计轻纺机械中的一单级蜗杆减速器, 传递功率 $P = 8.5$ kW, 主动轴转速 $n_1 = 1\,460$ r/min, 传动比 $i = 20$, 工作载荷稳定, 单向工作, 长期连续运转, 润滑情况良好, 要求工作寿命为 15 000 h。

11-6 试设计某钻机用的单级圆弧圆柱蜗杆减速器。已知蜗轮轴上的转矩 $T_2 = 10\,600$ N·m, 蜗杆转速 $n_1 = 910$ r/min, 蜗轮转速 $n_2 = 18$ r/min, 断续工作, 有轻微振动, 有效工作时数为 3 000 h。

第四篇 轴系零、部件

第十二章 滑动轴承

§ 12-1 概 述

根据轴承中摩擦性质的不同,可把轴承分为滑动摩擦轴承(简称滑动轴承)和滚动摩擦轴承(简称滚动轴承)两大类。滚动轴承由于摩擦系数小,起动阻力小,而且它已标准化,选用、润滑、维护都很方便,因此在一般机器中应用较广。但由于滑动轴承本身具有一些独特的优点,使得它在某些不能、不便或使用滚动轴承没有优势的场合,如工作转速特高、特大冲击与振动、径向空间尺寸受到限制或必须剖分安装(如曲轴的轴承)、以及需在水或腐蚀性介质中工作等条件下,仍占有重要地位。因此,滑动轴承在轧钢机、汽轮机、内燃机、铁路机车及车辆、金属切削机床、航空发动机附件、雷达、卫星通信地面站、天文望远镜以及各种仪表中应用颇为广泛。

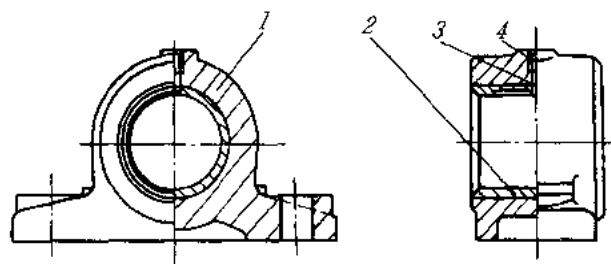
滑动轴承的类型很多,按其承受载荷方向的不同,可分为径向轴承(承受径向载荷)和止推轴承(承受轴向载荷)。根据其滑动表面间润滑状态的不同(本书着重讨论液体润滑),可分为液体润滑轴承、不完全液体润滑轴承(指滑动表面间处于边界润滑或混合润滑状态)和无润滑轴承(指工作时不加润滑剂)。根据液体润滑承载机理的不同,又可分为液体动力润滑轴承(简称液体动压轴承)和液体静压润滑轴承(简称液体静压轴承)。本章主要讨论液体动压轴承。

要正确地设计滑动轴承,必须合理地解决以下问题:1) 轴承的型式和结构;2) 轴瓦的结构和材料选择;3) 轴承的结构参数;4) 润滑剂的选择和供应;5) 轴承的工作能力及热平衡计算。

§ 12-2 径向滑动轴承的主要结构型式

(一) 整体式径向滑动轴承

整体式径向滑动轴承的结构型式见图 12-1。它由轴承座、减摩材料制成的整体轴套等组成。轴承座上面设有安装润滑油杯的螺纹孔。在轴套上开有油孔,并在轴套的内表面上开有油槽。这种轴承的优点是结构简单,成本低廉。它的缺点是轴套磨损后,轴承间隙过大时无法调整;另外,只能从轴颈端部装拆,对于重型机器的轴或具有中间轴颈的轴,装拆很不方便或无法安装。所以这种轴承多用在低速、轻载或间歇性工作的机器中,如某些农业机械,手动机械等。这种轴承所用的轴承座叫做整体有衬正滑动轴承座,其标准见 JB/T 2560—1991。

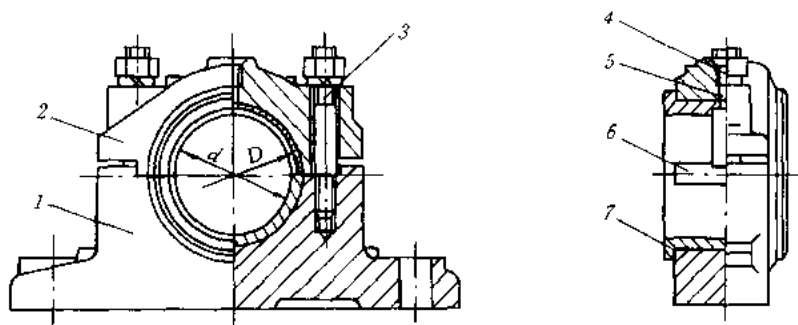


1—轴承座;2—整体轴套;3—油孔;4—螺纹孔

图 12-1 整体式径向滑动轴承

(二) 对开式径向滑动轴承

对开式径向滑动轴承的结构型式见图 12-2。它是由轴承座、轴承盖、剖分式轴瓦和双头螺栓等组成。轴承盖和轴承座的剖分面常作成阶梯形,以便对中和防止横向错动。轴承盖上部开有螺纹孔,用以安装油杯或油管。剖分式轴瓦由上、下两半组成,通常是下轴瓦承受载荷,上轴瓦不承受载荷。为了节省贵重金属或其它需要,常在轴瓦内表面上贴附一层轴承衬。在轴瓦内壁不承受载荷的表面上开设油槽,润滑油通过油孔和油槽流进轴承间隙。轴承剖分面最好与载荷方向近于垂直,多数轴承的剖分面是水平的(也有做成倾斜的,如倾斜 45° ,以适应径向载荷作用线的倾斜度超出轴承垂直中心线左右各 35° 范围的情况)。这种轴承装拆方便,并且轴瓦磨损后可以用减少剖分面处的垫片厚度来调整轴承间隙(调整后应修刮轴瓦内孔)。这种轴承所用的轴承座叫做对开式二螺柱正滑动轴承座,其标准见 JB/T 2561—1991;四螺柱的见 JB/T 2562—1991。



1—轴承座;2—轴承盖;3—双头螺栓;4—螺纹孔;5—油孔;6—油槽;7—剖分式轴瓦

图 12-2 对开式径向滑动轴承

另外,还可将轴瓦的瓦背制成凸球面,并将其支承面制成凹球面,从而组成调心轴承,用于支承挠度较大或多支点的长轴。

§ 12-3 滑动轴承的失效形式及常用材料

(一) 滑动轴承的失效形式

1. 磨粒磨损

进入轴承间隙的硬颗粒(如灰尘、砂粒等)有的嵌入轴承表面,有的游离于间隙中并随轴一起转动,它们都将对轴颈和轴承表面起研磨作用。在起动、停车或轴颈与轴承发生边缘接触时,它们都将加剧轴承磨损,导致几何形状改变、精度丧失,轴承间隙加大,使轴承性能在预期寿命前急剧恶化。

2. 刮伤

进入轴承间隙中的硬颗粒或轴颈表面粗糙的轮廓峰顶,在轴承上划出线状伤痕,导致轴承因刮伤而失效。

3. 咬粘(胶合)

当轴承温升过高,载荷过大,油膜破裂时,或在润滑油供应不足条件下,轴颈和轴承的相对运动表面材料发生粘附和迁移,从而造成轴承损坏。咬粘有时甚至可能导致相对运动中止。

4. 疲劳剥落

在载荷反复作用下,轴承表面出现与滑动方向垂直的疲劳裂纹,当裂纹向轴承衬与衬背结合面扩展后,造成轴承衬材料的剥落。它与轴承衬和衬背因结合不良或结合力不足造成轴承衬的剥离有些相似,但疲劳剥落周边不规则,结合不良造成的剥离则周边比较光滑。

5. 腐蚀

润滑剂在使用中不断氧化,所生成的酸性物质对轴承材料有腐蚀性,特别是对铸造铜铅合金中的铅,易受腐蚀面形成点状的脱落。氧对锡基巴氏合金的腐蚀,会使轴承表面形成一层由 SnO_2 和 SnO 混合组成的黑色硬质覆盖层,它能擦伤轴颈表面,并使轴承间隙变小。此外,硫对含银或含铜的轴承材料的腐蚀,润滑油中水分对铜铅合金的腐蚀,都应予以注意。

以上列举了常见的几种失效形式,由于工作条件不同,滑动轴承还可能出现气蚀、流体侵蚀、电侵蚀和微动磨损等损伤。从美国、英国和日本三家汽车厂统计的汽车用滑动轴承故障原因的平均比率来看(表12-1),因不干净或有异物而导致故障所占的比例最大。

表 12-1 滑动轴承故障原因的平均比率/%

故障原因	不干净	润滑油不足	安装误差	对中不良	超载	腐蚀	制造精度低	气蚀	其它
比率/%	38.3	11.1	15.9	8.1	6.0	5.6	5.5	2.8	6.7

(二) 轴承材料

轴瓦和轴承衬的材料统称为轴承材料。针对上述失效形式,轴承材料性能应着重满足以下主要要求。

1. 良好的减摩性、耐磨性和抗咬粘性

减摩性是指材料副具有低的摩擦系数。耐磨性是指材料的抗磨性能(通常以磨损率表示)。抗咬粘性是指材料的耐热性和抗粘附性。

2. 良好的摩擦顺应性、嵌入性和磨合性

摩擦顺应性是指材料通过表层弹塑性变形来补偿轴承滑动表面初始配合不良的能力。嵌入性是指材料容纳硬质颗粒嵌入,从而减轻轴承滑动表面发生刮伤或磨粒磨损的性能。磨合性是指轴瓦与轴颈表面经短期轻载运转后,易于形成相互吻合的表面粗糙度。

3. 足够的强度和抗腐蚀能力。

4. 良好的导热性、工艺性、经济性等。

应该指出,没有一种轴承材料能够全面具备上述性能,因而必须针对各种具体情况,仔细进行分析后合理选用。

常用的轴承材料可分三大类:1)金属材料,如轴承合金、铜合金、铝基合金和铸铁等;2)多孔质金属材料;3)非金属材料,如工程塑料、碳-石墨等。下面择其主要者略作介绍。

1. 轴承合金(通称巴氏合金或白合金)

轴承合金是锡、铅、锑、铜的合金,它以锡或铅作基体,其内含有锑锡(Sb-Sn)或铜锡(Cu-Sn)的硬晶粒。硬晶粒起抗磨作用,软基体则增加材料的塑性。轴承合金的弹性模量和弹性极限都很低,在所有轴承材料中,它的嵌入性及摩擦顺应性最好,很容易和轴颈磨合,也不易与轴颈发生咬粘。但轴承合金的强度很低,不能单独制作轴瓦,只能贴附在青铜、钢或铸铁轴瓦上作轴承衬。轴承合金适用于重载、中高速场合,价格较贵。

2. 铜合金

铜合金具有较高的强度,较好的减摩性和耐磨性。由于青铜的减摩性和耐磨性比黄铜好,故青铜是最常用的材料。青铜有锡青铜、铅青铜和铝青铜等几种,其中锡青铜的减摩性和耐磨性最好,应用较广。但锡青铜比轴承合金硬度高,磨合性及嵌入性差,适用于重载及中速场合。铅青铜抗粘附能力强,适用于高速、重载轴承。铝青铜的强度及硬度较高,抗粘附能力较差,适用于低速、重载轴承。

3. 铝基轴承合金

铝基轴承合金在许多国家获得广泛应用。它有相当好的耐蚀性和较高的疲劳强度,摩擦性能亦较好。这些品质使铝基轴承合金在部分领域取代了较贵的轴承合金和青铜。铝基轴承合金可以制成单金属零件(如轴套、轴承等),也可制成双金属零件,双金属轴瓦以铝基轴承合金为轴承衬,以钢作衬背。

4. 灰铸铁及耐磨铸铁

普通灰铸铁或加有镍、铬、钛等合金成分的耐磨灰铸铁,或者球墨铸铁,都可以用作轴承材料。这类材料中的片状或球状石墨在材料表面上覆盖后,可以形成一层起润滑作用的石墨层,故具有一定的减摩性和耐磨性。此外,石墨能吸附碳氢化合物,有助于提高边界润滑性能,故采用灰铸铁作轴承材料时,应加润滑油。由于铸铁性脆、磨合性差,故只适用于轻载低速和不受冲击载荷的场合。

5. 多孔质金属材料

这是用不同金属粉末经压制、烧结而成的轴承材料。这种材料是多孔结构的,孔隙约占体积的10%~35%。使用前先把轴瓦在热油中浸渍数小时,使孔隙中充满润滑油,因而通常把这种材料制成的轴承叫含油轴承。它具有自润滑性。工作时,由于轴颈转动的抽吸作用及轴承发热时油的膨胀作用,油便进入摩擦表面间起润滑作用;不工作时,因毛细管作用,油便被吸回到轴承

内部,故在相当长时间内,即使不加润滑油仍能很好地工作。如果定期给以供油,则使用效果更佳。但由于其韧性较小,故宜用于平稳无冲击载荷及中低速度情况。常用的有多孔铁和多孔质青铜。多孔铁常用来制作磨粉机轴套、机床油泵衬套、内燃机凸轮轴衬套等。多孔质青铜常用来制作电唱机、电风扇、纺织机械及汽车发电机的轴承。我国已有专门制造含油轴承的工厂,需用时可根据设计手册选用。

6. 非金属材料

非金属材料中应用最多的是各种塑料(聚合物材料),如酚醛树脂、尼龙、聚四氟乙烯等。聚合物的特性是:与许多化学物质不起反应,抗腐蚀能力特别强,例如聚四氟乙烯(PTFE)能抗强酸弱碱;具有一定的自润滑性,可以在无润滑条件下工作,在高温条件下具有一定的润滑能力;具有包容异物的能力(嵌入性好),不易擦伤配偶表面;减摩性及耐磨性都比较好。

选择聚合物作轴承材料时,必须注意下述一些问题:由于聚合物的热传导能力只有钢的百分之几,因此,必须考虑摩擦热的消散问题,它严格限制着聚合物轴承的工作转速及压力值。又因聚合物的线胀系数比钢大得多,因此,聚合物轴承与钢制轴颈的间隙应该比金属轴承的间隙大。此外,聚合物材料的强度和屈服极限较低,因而在装配和工作时能承受的载荷有限。又由于聚合物材料在常温条件下会出现蠕变现象,因而不宜用来制作间隙要求严格的轴承。

碳-石墨是电机电刷的常用材料,也是不良环境中的轴承材料。碳-石墨是由不同量的碳和石墨构成的人造材料,石墨含量愈多,材料愈软,摩擦系数愈小。可在碳-石墨材料中加入金属、聚四氟乙烯或二硫化钼组分,也可以浸渍液体润滑剂。碳-石墨轴承具有自润性,它的自润性和减摩性取决于吸附的水蒸气量。碳-石墨和含有碳氢化合物的润滑剂有亲和力,加入润滑剂有助于提高其边界润滑性能。此外,它还可以作水润滑的轴承材料。

橡胶主要用于以水作润滑剂且环境较脏污之处。橡胶轴承内壁上带有纵向沟槽,以利润滑剂的流通,加强冷却效果并冲走污物。

木材具有多孔质结构,可用填充剂来改善其性能。填充聚合物能提高木材的尺寸稳定性和减少吸湿量,并能提高强度。采用木材(以溶于润滑油的聚乙烯作填充剂)制成的轴承,可在灰尘极多的条件下工作,例如用作建筑、农业中使用的带式输送机支承辊子的滑动轴承。

常用金属轴承材料性能见表 12-2;常用非金属和多孔质金属轴承材料性能可参看[68]。

表 12-2 常用金属轴承材料性能^[68]

材料类别	牌 号 (名称)	最大许用值 ^①			最高工作 温度/℃	轴颈 硬度 /HBS	性能比较 ^②					备 注
		[p] /MPa	[v] /(m/s)	[pv] /(MPa ·m/s)			抗 咬 粘 性	顺 应 性	嵌 入 性	耐 蚀 性	疲 劳 强 度	
锡基轴承合金	ZSnSb11Cu6 ZSnSb8Cu4	平稳载荷			150	150	1	1	1	5	用于高速、重载下工作 的重要轴承,变载荷下易 于疲劳,价贵	
		25	80	20								
		冲击载荷										
		20	60	15								
铅基轴承合金	ZPbSb16Sn16Cu2	15	12	10	150	150	1	1	3	5	用于中速、中等载荷的 轴承,不宜受显著冲击。 可作为锡基轴承合金的代 用品	
	ZPbSb15Sn5Cu3Cd2	5	8	5								

表 12-3(完)

材料类别	牌 号 (名称)	最大许用值 ⁽¹⁾			最高工作 温度/℃	轴颈 硬度 /HRS	性能比较 ⁽²⁾				备 注
		[p] /MPa	[σ] /N/mm ²	[τ] /N/mm ²			抗 疲 耐 力	耐 磨 性	耐 蚀 性	耐 温 性	
锡青铜	ZCuSn10P1 (10-1 锡青铜)	15	10	15	280	300~400	3	5	1	1	用于中速、重载及受交 载荷的轴承
	ZCuSn5P1.5Zn5 (5-5-5 锡青铜)	8	5	15							用于中速、中载的轴承
铝青铜	ZCuAl30 (30 铝青铜)	25	12	30	280	300	3	4	4	2	用于高速、重载轴承,能 承受交载荷冲击
铝青铜	ZCuAl10Fe3 (10-1 铝青铜)	15	4	12	280	300	3	5	5	2	最宜用于润滑充分的低 速重载轴承
黄 铜	ZCuZn16Sn (16-4 硅黄铜)	12	7	10	200	200	5	5	1	1	用于低速、中载轴承
	ZCu/n40Mn2 (40-2 锰黄铜)	10	5	10	200	200	5	5	1	1	用于高速、中载轴承,是 较新的轴承材料,强度高, 耐腐蚀,表面性能好。可 用于增压氧化泵缸机轴承
铜基轴承合金 (巴氏合金)	2% 铝锡合金	28~35	14	—	140	500	4	3	1	2	—
	铝-铜-锡合金	14~35	—	—	150	300~300	1	2	2	2	镀锡层为轴作中间层, 再镀 10~30 μm 三层减摩 层,耐磨厚度大,嵌人性好
铜	铍层	28~35	—	—	180	300~400	2	3	1	1	镀锡,上钼薄层钼,钼 铍,适用于飞机发动机、柴 油机轴承
非 晶 合 金	HT300	0.1~6	3~0.75	0.5~4.5	150	<150	4	5	1	1	—
	HT150~HT250	1~4	2~0.5	—	—	—	4	5	1	1	宜用于低速、轻载及不 重要轴承,价廉

注:(1) [p] 为不完全液体润滑下的许用值。

(2) 性能比较:1~5 依次由优到差。

§ 12-4 轴瓦结构

轴瓦是滑动轴承中的重要零件,它的结构设计是否合理对轴承性能影响很大。有时为了节省贵重合金材料或者由于结构上的需要,常在轴瓦的内表面上浇铸或轧制一层轴承合金,称为轴承衬。轴瓦应具有一定的强度和刚度,在轴承中定位可靠,便于输入润滑剂,容易散热,并且装拆、调整方便。为此,轴瓦应在外形结构、定位、油槽开设和配合等方面采用不同的形式以适应不同的工作要求。

(一) 轴瓦的型式和构造

常用的轴瓦有整体式和对开式两种结构。

整体式轴瓦按材料及制法不同,分为整体轴套(图 12-3)和单层、双层或多层材料的卷制轴套(图 12-4)。非金属整体式轴瓦既可以是整体非金属轴套,也可以是在钢套上镶衬非金属材料。

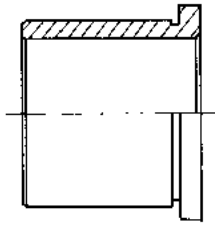


图 12-3 整体轴套

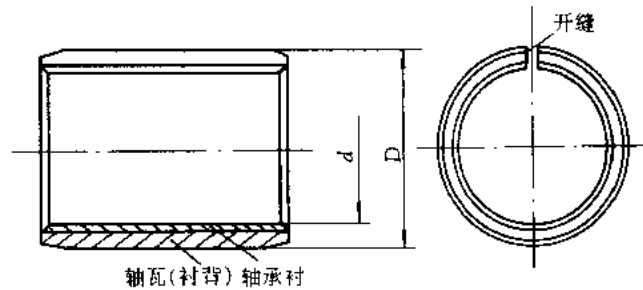


图 12-4 卷制轴套

对开式轴瓦有厚壁轴瓦和薄壁轴瓦之分。厚壁轴瓦用铸造方法制造(图 12-5),内表面可附有轴承衬,常将轴承合金用离心铸造法浇注在铸铁、钢或青铜轴瓦的内表面上。为使轴承合金与轴瓦贴附得好,常在轴瓦内表面上制出各种形式的榫头、凹沟或螺纹。

薄壁轴瓦(图 12-6)由于能用双金属板连续轧制等新工艺进行大量生产,故质量稳定,成本低,但轴瓦刚性小,装配时不再修刮轴瓦内圆表面,轴瓦受力后,其形状完全取决于轴承座的形状,因此,轴瓦和轴承座均需精密加工。薄壁轴瓦在汽车发动机、柴油机上得到广泛应用。

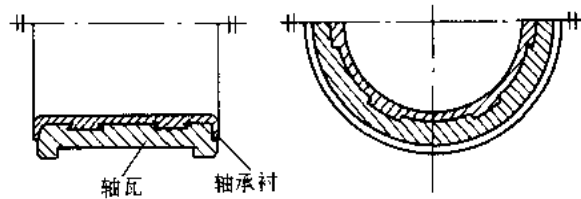


图 12-5 对开式厚壁轴瓦

(二) 轴瓦的定位

轴瓦和轴承座不允许有相对移动。为了防止轴瓦沿轴向和周向移动,可将其两端做出凸缘来作轴向定位,也可用紧定螺钉(图 12-7a)或销钉(图 12-7b)将其固定在轴承座上,或在轴瓦

剖分面上冲出定位唇(凸耳)以供定位用(图 12-6)。

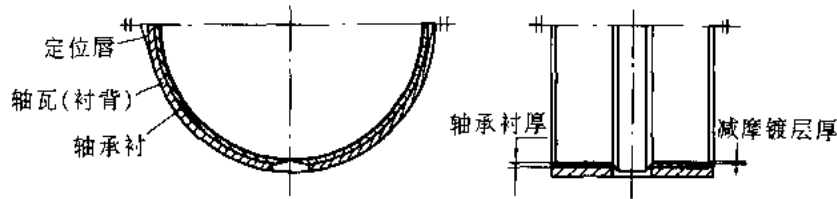


图 12-6 对开式薄壁轴瓦(GB/T 3162—1991)

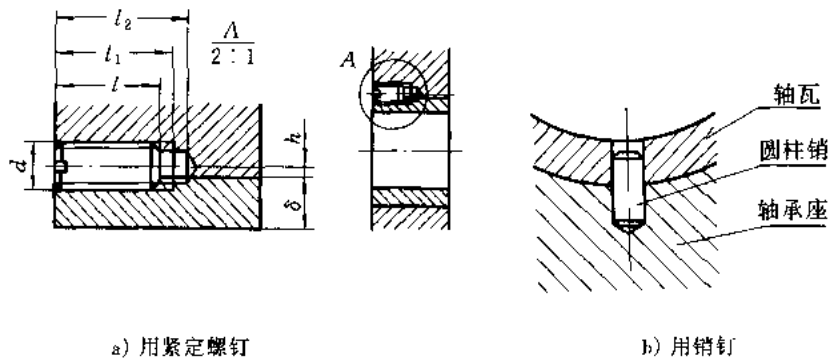


图 12-7 轴瓦的固定

(三) 油孔及油槽

为了把润滑油导入整个摩擦面间,轴瓦或轴颈上须开设油孔或油槽。对于液体动压径向轴承,有轴向油槽和周向油槽两种形式可供选择。

轴向油槽分为单轴向油槽及双轴向油槽。对于整体式径向轴承,轴颈单向旋转时,载荷方向变化不大,单轴向油槽最好开在最大油膜厚度位置(图 12-8),以保证润滑油从压力最小的地方输入轴承。对开式径向轴承,常把轴向油槽开在轴承剖分面处(剖分面与载荷作用线成 90°),如果轴颈双向旋转,可在轴承剖分面上开设双轴向油槽(图 12-9),通常轴向油槽应较轴承宽度稍短,以便在轴瓦两端留出封油面,防止润滑油从端部大量流失。周向油槽适用于载荷方向变动范围超过 180°的场合,它常设在轴承宽度中部,把轴承分为两个独立部分;当宽度相同时,设有周向

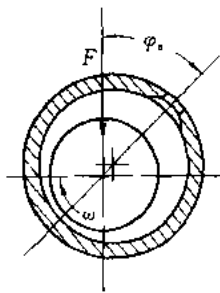


图 12-8 单轴向油槽开在最大油膜厚度位置

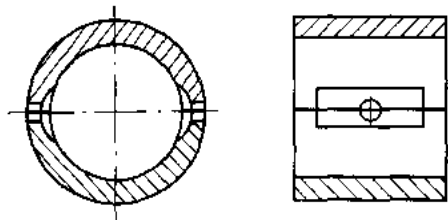


图 12-9 双轴向油槽开在轴承剖分面上

油槽轴承的承载能力低于设有轴向油槽的轴承(图 12-10)。对于不完全液体润滑径向轴承,常用油槽形状见图 12-11,设计时,可以将油槽从非承载区延伸到承载区。油槽尺寸可查有关手册。

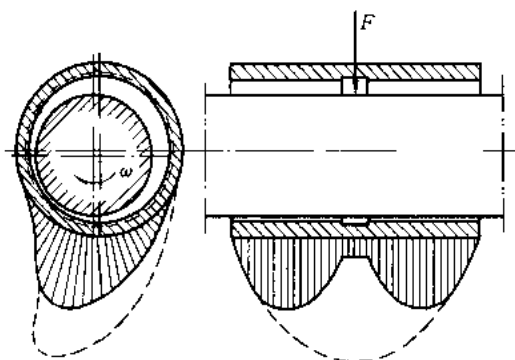


图 12-10 周向油槽对轴承承载能力的影响

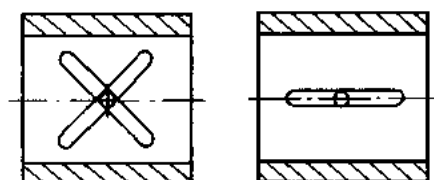


图 12-11 不完全液体润滑轴承常用油槽形状

§ 12-5 滑动轴承润滑剂的选用

滑动轴承种类繁多,使用条件和重要程度往往相差较大,因而对润滑剂的要求也各不相同。下面仅就滑动轴承常用润滑剂的选择方法作一简要介绍。

(一) 润滑脂及其选择

使用润滑脂也可以形成将滑动表面完全分开的一层薄膜。由于润滑脂属于半固体润滑剂,流动性极差,故无冷却效果。常用在那些要求不高、难以经常供油,或者低速重载以及作摆动运动之处的轴承中。

选择润滑脂品种的一般原则为:

- 1) 当压力高和滑动速度低时,选择针入度小一些的品种;反之,选择针入度大一些的品种。
- 2) 所用润滑脂的滴点,一般应较轴承的工作温度高约 $20 \sim 30^{\circ}\text{C}$,以免工作时润滑脂过多地流失。
- 3) 在有水淋或潮湿的环境下,应选择防水性强的钙基或铝基润滑脂。在温度较高处应选用钠基或复合钙基润滑脂。

选择润滑脂牌号时可参考表 12-3。

(二) 润滑油及其选择

润滑油是滑动轴承中应用最广的润滑剂。液体动压轴承通常采用润滑油作润滑剂。原则上讲,当转速高、压力小时,应选粘度较低的油;反之,当转速低、压力大时,应选粘度较高的油。

润滑油粘度随温度的升高而降低。故在较高温度下工作的轴承(例如 $t > 60^{\circ}\text{C}$),所用油的粘度应比通常的高一些。

不完全液体润滑轴承润滑油的选择参考表 12-4。液体动压轴承润滑油的选择参考表 4-1。

表 12-3 滑动轴承润滑脂的选择

压力 p/MPa	轴颈圆周速度 $v/(\text{m/s})$	最高工作温度/ $^{\circ}\text{C}$	选用的牌号
≤ 1.0	≤ 1	75	3号钙基脂
1.0~6.5	0.5~5	55	2号钙基脂
≥ 6.5	≤ 0.5	75	3号钙基脂
≤ 6.5	0.5~5	120	2号钠基脂
> 6.5	≤ 0.5	110	1号钙钠基脂
1.0~6.5	≤ 1	-50~100	锂基脂
> 6.5	0.5	60	2号压延机脂

注:1)“压力”或“压强”,本书统用“压力”。

2)在潮湿环境,温度在75~120 $^{\circ}\text{C}$ 的条件下,应考虑用钙-钠基润滑脂。

3)在潮湿环境,工作温度在75 $^{\circ}\text{C}$ 以下,没有3号钙基脂时也可以用铝基脂。

4)工作温度在110~120 $^{\circ}\text{C}$ 可用锂基脂或钼基脂。

5)集中润滑时,稠度要小些。

表 12-4 滑动轴承润滑油选择(不完全液体润滑、工作温度 $< 60^{\circ}\text{C}$)

轴颈圆周速度 $v/(\text{m/s})$	平均压力 $p < 3 \text{ MPa}$	轴颈圆周速度 $v/(\text{m/s})$	平均压力 $p = (3 \sim 7.5) \text{ MPa}$
< 0.1	L-AN68,100,150	< 0.1	L-AN150
0.1~0.3	L-AN68,100	0.1~0.3	L-AN100,150
0.3~2.5	L-AN46,68	0.3~0.6	L-AN100
2.5~5.0	L-AN32,46	0.6~1.2	L-AN68,100
5.0~9.0	L-AN15,22,32	1.2~2.0	L-AN68
> 9.0	L-AN7,10,15		

注:表中润滑油是以40 $^{\circ}\text{C}$ 时运动粘度为基础的牌号。

(三) 固体润滑剂

固体润滑剂可以在摩擦表面上形成固体膜以减小摩擦阻力,通常只用于一些有特殊要求的场合。

二硫化钼用粘结剂调配涂在轴承摩擦表面上可以大大提高摩擦副的磨损寿命。在金属表面上涂镀一层钼,然后放在含硫的气氛中加热,可生成 MoS_2 膜。这种膜粘附最为牢固,承载能力极高。在用塑料或多孔质金属制造的轴承材料中渗入 MoS_2 粉末,会在摩擦过程中连续对摩擦表面提供 MoS_2 薄膜。将全熔金属注到在石墨或碳-石墨零件的孔隙中,或经过烧结制成轴瓦可获得较高的粘附能力。聚四氟乙烯片材可冲压成轴瓦,也可以用烧结法或粘结法形成聚四氟乙烯膜粘附在轴瓦内表面上。软金属薄膜(如铅、金、银等薄膜)主要用于真空及高温的场合。

§ 12-6 不完全液体润滑滑动轴承设计计算

采用润滑脂、油绳或滴油润滑的径向滑动轴承,由于轴承中得不到足够的润滑剂,在相对运

动表面间难以产生一个完全的承载油膜,轴承只能在混合摩擦润滑状态(即边界润滑和液体润滑同时存在的状态)下运转。这类轴承可靠的工作条件是:边界膜不遭破裂,维持粗糙表面微腔内有液体润滑存在。因此,这类轴承的承载能力不仅与边界膜的强度及其破裂温度有关,而且与轴承材料、轴颈与轴承表面粗糙度、润滑油的供给量等因素有着密切的关系。

在工程上,这类轴承常以维持边界油膜不遭破坏作为设计的最低要求。但是促使边界油膜破裂的因素较复杂,所以目前仍采用简化的条件性计算。这种计算方法只适用于一般对工作可靠性要求不高的低速、重载或间歇工作的轴承。

(一) 径向滑动轴承的计算

在设计时,通常是已知轴承所受径向载荷 F (单位为 N)、轴颈转速 n (单位为 r/min) 及轴颈直径 d (单位为 mm), 然后进行以下验算。

1. 验算轴承的平均压力 p (单位为 MPa)

$$p = \frac{F}{dB} \leq [p] \quad (12-1)$$

式中: B ——轴承宽度, mm (根据宽径比 B/d 确定);

$[p]$ ——轴瓦材料的许用压力, MPa, 其值见表 12-2。

2. 验算轴承的 pv (单位为 MPa·m/s) 值

轴承的发热量与其单位面积上的摩擦功耗 $f pv$ 成正比 (f 是摩擦系数), 限制 pv 值就是限制轴承的温升。

$$pv = \frac{F}{Bd} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{Fn}{19100B} \leq [pv] \quad (12-2)$$

式中: v ——轴颈圆周速度, 即滑动速度, m/s;

$[pv]$ ——轴承材料的 pv 许用值, MPa·m/s, 其值见表 12-2。

3. 验算滑动速度 v (单位为 m/s)

$$v \leq [v] \quad (12-3)$$

式中 $[v]$ 为许用滑动速度, m/s, 其值见表 12-2。

对于 p 和 pv 的验算均合格的轴承, 由于滑动速度过高, 也会加速磨损而使轴承报废。这是因为 p 只是平均压力, 实际上, 在轴发生弯曲或不同心等引起的一系列误差及振动的影响下, 轴承边缘可能产生相当高的压力, 因而局部区域的 pv 值还会超过许用值。

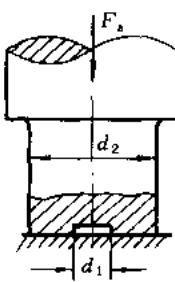
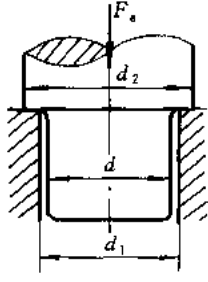
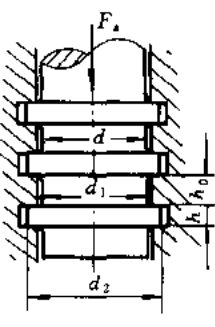
滑动轴承所选用的材料及尺寸经验算合格后, 应选取恰当的配合, 一般可选 $\frac{H9}{d9}$ 或 $\frac{H8}{f7}$ 、 $\frac{H7}{f6}$ 。

以上介绍了一般不完全液体润滑径向轴承的计算方法, 对于重要的不完全液体润滑径向轴承, 设计计算方法可参考[68]。

(二) 止推滑动轴承的计算

止推滑动轴承由轴承座和止推轴颈组成。常用的结构形式有**空心式**、**单环式**和**多环式**, 其结构及尺寸见表 12-5。通常不用实心式轴颈, 因其端面上的压力分布极不均匀, 靠近中心处的压力很高, 对润滑极为不利。空心式轴颈接触面上压力分布较均匀, 润滑条件较实心式有所改善。单环式是利用轴颈的环形端面止推, 而且可以利用纵向油槽输入润滑油, 结构简单, 润滑方便, 广泛用于低速、轻载的场合。多环式止推轴承不仅能承受较大的轴向载荷, 有时还可承受双向轴向载荷。由于载荷在各环间分布不均, 许用压力 $[p]$ 及 $[pv]$ 值均应比单环式的降低 50%。

表 12-5 止推滑动轴承形式及尺寸

空 心 式	单 环 式	多 环 式
		
d_2 由轴的结构设计拟定 $d_1 = (0.4 \sim 0.6) d_2$ 若结构上无限制, 应取 $d_1 = 0.5 d_2$	d_1, d_2 由轴的结构设计拟定	d 由轴的结构设计拟定 $d_2 = (1.2 \sim 1.6) d$ $d_1 = 1.1 d$ $h = (0.12 \sim 0.15) d$ $h_0 = (2 \sim 3) h$

1. 验算轴承的平均压力 p (单位为 MPa)

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{z \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)} \leq [p] \quad (12-4)$$

式中: d_1 ——轴承孔直径, 单位为 mm;

d_2 ——轴环直径, 单位为 mm;

F_a ——轴向载荷, 单位为 N;

z ——环的数目;

$[p]$ ——许用压力, 单位为 MPa, 见表 12-6。

2. 验算轴承的 p_v (单位为 MPa·m/s) 值

因轴承的环形支承面平均直径处的圆周速度 v (单位为 m/s) 为

$$v = \frac{\pi n (d_1 + d_2)}{60 \times 1000 \times 2}$$

故应满足
$$p_v = \frac{4 F_a}{z \pi (d_2^2 - d_1^2)} \times \frac{\pi n (d_1 + d_2)}{60 \times 1000 \times 2} = \frac{n F_a}{30000 z (d_2 - d_1)} \leq [p_v] \quad (12-5)$$

式中: n ——轴颈的转速, 单位为 r/min;

$[p_v]$ —— p_v 的许用值, 单位为 MPa·m/s, 见表 12-6。

其余各符号的意义和单位同前。

表 12-6 止推滑动轴承的 $[p]$ 、 $[p_v]$ 值

轴(轴环端面、凸缘)	轴承	$[p]$ /MPa	$[p_v]$ /MPa·m/s
未淬火钢	铸 铁	2.0~2.5	1~2.5
	青 铜	4.0~5.0	
	轴承合金	5.0~6.0	

表 12-6(完)

轴(轴环端面、凸缘)	轴承	$[p]/\text{MPa}$	$[pv]/\text{MPa}\cdot\text{m/s}$
淬火钢	青 铜	7.5 ~ 8.0	1 ~ 2.5
	轴承合金	8.0 ~ 9.0	
	淬火钢	12 ~ 15	

§ 12-7 液体动力润滑径向滑动轴承设计计算

流体动力润滑的楔效应承载机理已在第四章作过简要说明,本章将讨论流体动力润滑理论的基本方程(即雷诺方程)及其在液体动力润滑径向滑动轴承设计计算中的应用。

(一) 流体动力润滑的基本方程

流体动力润滑理论的基本方程是流体膜压力分布的微分方程。它是从粘性流体动力学的基本方程出发,作了一些假设条件而简化后得出的,这些假设条件是:流体为牛顿液体;流体膜中流体的流动是层流;忽略压力对流体粘度的影响;略去惯性力及重力的影响;认为流体不可压缩;流体膜中的压力沿膜厚方向是不变的。

如图 12-12 所示,两平板被润滑油隔开,设板 A 沿 x 轴方向以速度 v 移动;另一板 B 为静止。再假定油在两平板间沿 z 轴方向没有流动(可视此运动副在 z 轴方向的尺寸为无限大)。现从层流运动的油膜中取一微单元体进行分析。

由图可见,作用在此微单元体右面和左面的压力分别为 p 及 $(p + \frac{\partial p}{\partial x}dx)$,作用在单元体上、下两面的切应力分别为 τ 及 $(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y}dy)$ 。根据 x 方向的平衡条件,得

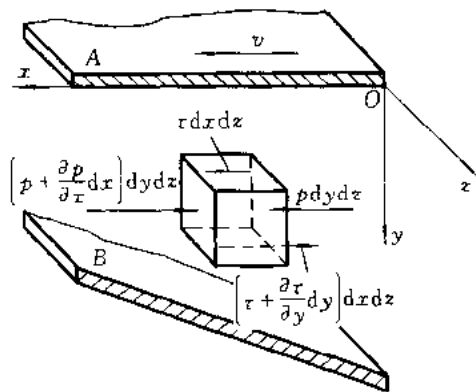


图 12-12 被油膜隔开的两平板的相对运动情况

$$p dy dz + \tau dx dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx dz = 0$$

整理后得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = - \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (12-6)$$

根据牛顿粘性流体摩擦定律,将式(4-6)对 y 求导数,得 $\frac{\partial \tau}{\partial y} = -\eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$,代入式(12-6)得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (12-7)$$

该式表示了压力沿 x 轴方向的变化与速度沿 y 轴方向的变化关系。

下面进一步介绍流体动力润滑理论的基本方程。

1. 油层的速度分布

将式(12-7)改写成

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad (a)$$

对 y 积分后得

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) y + C_1 \quad (b)$$

$$u = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) y^2 + C_1 y + C_2 \quad (c)$$

根据边界条件决定积分常数 C_1 及 C_2 :当 $y=0$ 时, $u=v$; $y=h$ (h 为相应于所取单元体处的油膜厚度)时, $u=0$,则得

$$C_1 = -\frac{h}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \frac{v}{h}; \quad C_2 = v$$

代入式(c)后,即得

$$u = \frac{v(h-y)}{h} - \frac{y(h-y)}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad (d)$$

由上式可见,油层的速度 u 由两部分组成:式中前一项表示速度呈线性分布,这是直接由剪切流引起的;后一项表示速度呈抛物线分布,这是由油流沿 x 方向的变化所产生的压力流所引起的,如图 4-17b 所示。

2. 润滑油流量

当无侧漏时,润滑油在单位时间内流经任意截面上单位宽度面积的流量为

$$q = \int_0^h u dy \quad (e)$$

将式(d)代入式(e)并积分后,得

$$\begin{aligned} q &= \int_0^h \left[\frac{v(h-y)}{h} - \frac{y(h-y)}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right] dy \\ &= \frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \end{aligned} \quad (f)$$

如图 4-17b 所示,设在 $p=p_{\min}$ 处的油膜厚度为 h_0 (即 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ 时, $h = h_0$),在该截面处的流量为

$$q = \frac{vh_0}{2} \quad (g)$$

当润滑油连续流动时,各截面的流量相等,由此得

$$\frac{vh_0}{2} = \frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}$$

整理后得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta v}{h^3} (h - h_0) \quad (12-8)$$

该式为一维雷诺方程。它是计算流体动力润滑滑动轴承(简称流体动压轴承)的基本方程。由雷诺方程可以看出,油膜压力的变化与润滑油的粘度、表面滑动速度和油膜厚度及其变化有关。利用这一公式,经积分后可求出油膜的承载能力。由式(12-8)及图4-17b也可看出,在 ab ($h > h_0$) 段, $\partial^2 u / \partial y^2 > 0$ (即速度分布曲线呈凹形), 所以 $\partial p / \partial x > 0$, 即压力沿 x 方向逐渐增大; 而在 bc ($h < h_0$) 段, $\partial^2 u / \partial y^2 < 0$ (即速度分布曲线呈凸形), 即 $\partial p / \partial x < 0$, 这表明压力沿 x 方向逐渐降低。在 a 和 c 之间必有一处 (b 点) 的油流速度变化规律不变, 此处的 $\partial^2 u / \partial y^2 = 0$, 即 $\partial p / \partial x = 0$, 因而压力 p 达到最大值。由于油膜沿着 x 方向各处的油压都大于入口和出口的油压, 且压力形成如图4-17b上部曲线所示的分布, 因而能承受一定的外载荷。

由上可知,形成流体动力润滑(即形成动压油膜)的必要条件是:

- 1) 相对滑动的两表面间必须形成收敛的楔形间隙;
- 2) 被油膜分开的两表面必须有足够的相对滑动速度(亦即滑动表面带油时要有足够的油层最大速度), 其运动方向必须使润滑油由大口流进, 从小口流出;
- 3) 润滑油必须有一定的粘度, 供油要充分。

(二) 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

径向滑动轴承的轴颈与轴承孔间必须留有间隙, 如图12-13a所示, 当轴颈静止时, 轴颈处于轴承孔的最低位置, 并与轴瓦接触。此时, 两表面间自然形成一收敛的楔形空间。当轴颈开始转动时, 速度极低, 带入轴承间隙中的油量较少, 这时轴瓦对轴颈摩擦力的方向与轴颈表面圆周速度方向相反, 迫使轴颈在摩擦力作用下沿孔壁向右爬升(图12-13b)。随着转速的增大, 轴颈表面的圆周速度增大, 带入楔形空间的油量也逐渐加多。这时, 右侧楔形油膜产生了一定的动压力, 将轴颈向左浮起。当轴颈达到稳定运转时, 轴颈便稳定在一定的偏心位置上(图12-13c)。这时, 轴承处于流体动力润滑状态, 油膜产生的动压力与外载荷 F 相平衡。此时, 由于轴承内的摩擦阻力仅为液体的内阻力, 故摩擦系数达到最小值。

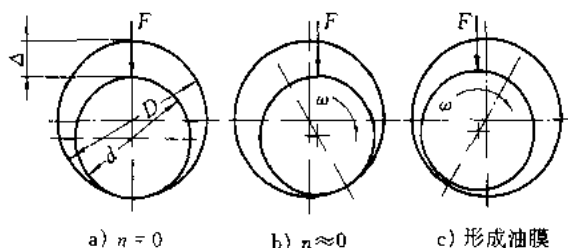


图 12-13 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

(三) 径向滑动轴承的几何关系和承载量系数

图 12-14 为轴承工作时轴颈的位置。如图所示, 轴承和轴颈的连心线 OO_1 与外载荷 F (载荷作用在轴颈中心上) 的方向形成一偏位角 φ_a 。轴承孔和轴颈直径分别用 D 和 d 表示, 则轴承直径间隙为

$$\Delta = D - d \quad (12-9)$$

半径间隙为轴承孔半径 R 与轴颈半径 r 之差, 则

$$\delta = R - r = \Delta/2 \quad (12-10)$$

直径间隙与轴颈公称直径之比称为相对间隙, 以 ψ 表示, 则

$$\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r} \quad (12-11)$$

轴颈在稳定运转时, 其中心 O 与轴承中心 O_1 的距离, 称为偏心距, 用 e 表示。而偏心距与半径间隙的比值, 称为偏心率, 以 χ 表示, 则

$$\chi = \frac{e}{\delta}$$

于是由图可见, 最小油膜厚度为

$$h_{\min} = \delta - e = \delta(1 - \chi) = r\psi(1 - \chi) \quad (12-12)$$

对于径向滑动轴承, 采用极坐标描述较方便。取轴颈中心 O 为极点, 连心线 OO_1 为极轴, 对应于任意角 φ (包括 $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ 均由 OO_1 算起) 的油膜厚度为 h , h 的大小可在 $\triangle AOO_1$ 中应用余弦定理求得, 即

$$R^2 = e^2 + (r + h)^2 - 2e(r + h)\cos \varphi$$

解上式得

$$r + h = e \cos \varphi \pm R \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi}$$

若略去微量 $\left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi$, 并取根式的正号, 则得任意位置的油膜厚度为

$$h = \delta(1 + \chi \cos \varphi) = r\psi(1 + \chi \cos \varphi) \quad (12-13)$$

在压力最大处的油膜厚度 h_0 为

$$h_0 = \delta(1 + \chi \cos \varphi_0) \quad (12-14)$$

式中 φ_0 相应于最大压力处的极角。

将式(12-8)改写成极坐标表达式, 即 $dx = r d\varphi$, $v = r\omega$ 及 h, h_0 之值代入式(12-8)后得极坐标形式的雷诺方程

$$\frac{dp}{d\varphi} = 6\eta \frac{\omega}{\psi^2} \cdot \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} \quad (12-15)$$

将上式从油膜起始角 φ_1 到任意角 φ 进行积分, 得任意位置的油压, 即

$$p_{\varphi} = 6\eta \frac{\omega}{\psi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \quad (12-16)$$

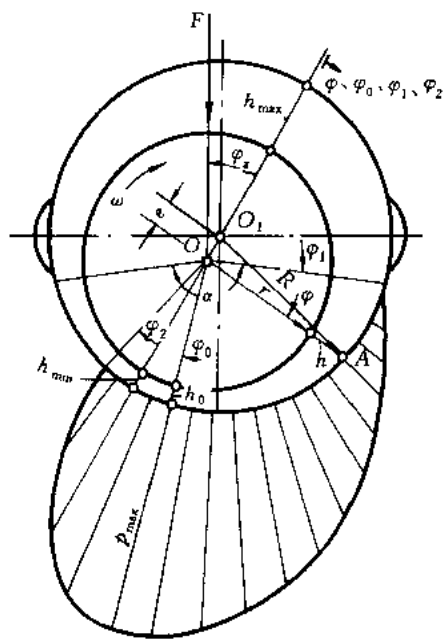


图 12-14 径向滑动轴承的几何参数和油压分布

压力 p_φ 在外载荷方向上的分量为

$$p_{\varphi r} = p_\varphi \cos[180^\circ - (\varphi_a + \varphi)] = -p_\varphi \cos(\varphi_a + \varphi) \quad (12-17)$$

把上式在 φ_1 到 φ_2 的区间内积分, 就得出在轴承单位宽度上的油膜承载力, 即

$$\begin{aligned} p_y &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_{\varphi r} r d\varphi = - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_\varphi \cos(\varphi_a + \varphi) r d\varphi \\ &= 6 \frac{\eta \omega r}{\phi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left[\int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \right] [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi \end{aligned} \quad (12-18)$$

为了求出油膜的承载能力, 理论上只需将 p_y 乘以轴承宽度 B 即可。但在实际轴承中, 由于油可能从轴承的两个端面流出, 故必须考虑端泄的影响。这时, 压力沿轴承宽度的变化呈抛物线分布, 而且其油膜压力也比无限宽轴承的油膜压力低(图 12-15), 所以乘以系数 C' , C' 的值取决于宽径比 B/d 和偏心率 χ 的大小。这样, 在 φ 角和距轴承中线为 z 处的油膜压力的数学表达式为

$$p'_y = p_y C' \left[1 - \left(\frac{2z}{B} \right)^2 \right] \quad (12-19)$$

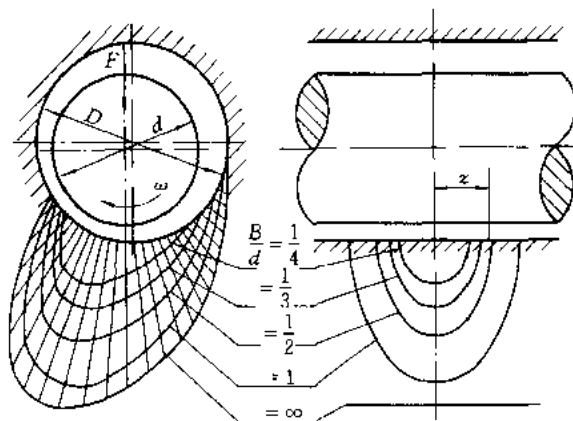


图 12-15 不同宽径比时沿轴承周向和轴向的压力分布

因此, 对有限宽轴承, 油膜的总承载能力为

$$\begin{aligned} F &= \int_{-B/2}^{+B/2} p'_y dz \\ &= \frac{6\eta\omega r}{\phi^2} \int_{-B/2}^{+B/2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \left[\frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \right] \cdot [-\cos(\varphi_a + \varphi) d\varphi] \cdot C' \left[1 - \left(\frac{2z}{B} \right)^2 \right] dz \end{aligned} \quad (12-20)$$

由上式得

$$F = \frac{\eta \omega d B}{\phi^2} C_p \quad (12-21)$$

式中

$$C_p = 3 \int_{-B/2}^{+B/2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \left[\frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{B(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \right] \cdot [-\cos(\varphi_a + \varphi) d\varphi] \cdot C' \left[1 - \left(\frac{2z}{B} \right)^2 \right] dz \quad (12-22)$$

又由式(12-21)得

$$C_p = \frac{F\psi^2}{\eta\omega d B} = \frac{F\psi^2}{2\eta v B} \quad (12-23)$$

式中: C_p 为承载量系数, η 为润滑油在轴承平均工作温度下的动力粘度, 单位为 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; B 为轴承宽度, 单位为 m ; F 为外载荷, 单位为 N ; v 为轴颈圆周速度, 单位为 m/s 。

C_p 的积分非常困难, 因而采用数值积分的方法进行计算, 并作成相应的线图或表格供设计应用。由式(12-22)可知。在给定边界条件时, C_p 是轴颈在轴承中位置的函数, 其值取决于轴承的包角 α (指轴承表面上的连续光滑部分包围轴颈的角度, 即入油口到出油口间所包轴颈的夹角), 相对偏心率 χ 和宽径比 B/d 。由于 C_p 是一个无量纲的量, 故称之为轴承的承载量系数。当轴承的包角 α ($\alpha = 120^\circ, 180^\circ$ 或 360°) 给定时, 经过一系列换算, C_p 可以表示为

$$C_p \propto (\chi, B/d) \quad (12-24)$$

若轴承是在非承载区内进行无压力供油, 且设液体动压力是在轴颈与轴承衬的 180° 的弧内产生时, 则不同 χ 和 B/d 的 C_p 值见表 12-7。

表 12-7 有限宽轴承的承载量系数 C_p

B/d	χ													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.80	0.85	0.90	0.925	0.95	0.975	0.99
	承载量系数 C_p													
0.3	0.0522	0.0826	0.128	0.203	0.259	0.347	0.475	0.699	1.122	2.074	3.352	5.73	15.15	50.52
0.4	0.0893	0.141	0.216	0.339	0.431	0.573	0.776	1.079	1.775	3.195	5.055	8.393	21.00	65.26
0.5	0.133	0.209	0.317	0.493	0.622	0.819	1.098	1.572	2.428	4.261	6.615	10.706	25.62	75.86
0.6	0.182	0.283	0.427	0.655	0.819	1.070	1.418	2.001	3.036	5.214	7.956	12.64	29.17	83.21
0.7	0.234	0.361	0.538	0.816	1.014	1.312	1.720	2.399	3.580	6.029	9.072	14.14	31.88	88.90
0.8	0.287	0.439	0.647	0.972	1.199	1.538	1.965	2.754	4.053	6.721	9.992	15.37	33.99	92.89
0.9	0.339	0.515	0.754	1.118	1.371	1.745	2.248	3.067	4.459	7.294	10.753	16.37	35.66	96.35
1.0	0.391	0.589	0.853	1.253	1.528	1.929	2.469	3.372	4.808	7.772	11.38	17.18	37.00	98.95
1.1	0.440	0.658	0.947	1.377	1.669	2.097	2.664	3.580	5.106	8.186	11.91	17.86	38.12	101.15
1.2	0.487	0.723	1.033	1.489	1.796	2.247	2.838	3.787	5.364	8.533	12.35	18.43	39.04	102.90
1.3	0.529	0.784	1.111	1.590	1.912	2.379	2.990	3.968	5.586	8.831	12.73	18.91	39.81	104.42
1.5	0.610	0.891	1.248	1.763	2.099	2.600	3.242	4.266	5.947	9.304	13.34	19.68	41.07	106.84
2.0	0.763	1.091	1.483	2.070	2.446	2.981	3.671	4.778	6.545	10.091	14.34	20.97	43.11	110.79

(四) 最小油膜厚度 h_{\min}

由公式(12-12)及表 12-7 可知, 在其它条件不变的情况下, h_{\min} 愈小则偏心率 χ 愈大, 轴承的承载能力就愈大。然而, 最小油膜厚度是不能无限缩小的, 因为它受到轴颈和轴承表面粗糙度、轴的刚性及轴承与轴颈的几何形状误差等的限制。为确保轴承能处于液体摩擦状态, 最小油膜厚度必须等于或大于许用油膜厚度 $[h]$, 即

$$h_{\min} = r\psi(1 - \chi) \geq [h] \quad (12-25)$$

$$[h] = S(R_{z1} + R_{z2}) \quad (12-26)$$

式中: R_{z1} 、 R_{z2} ——分别为轴颈和轴承孔表面粗糙度十点高度(表 7-6),对一般轴承,可分别取 R_{z1} 和 R_{z2} 值为 $3.2 \mu\text{m}$ 和 $6.3 \mu\text{m}$,或 $1.6 \mu\text{m}$ 和 $3.2 \mu\text{m}$;对重要轴承可取为 $0.8 \mu\text{m}$ 和 $1.6 \mu\text{m}$,或 $0.2 \mu\text{m}$ 和 $0.4 \mu\text{m}$ 。

S ——安全系数,考虑表面几何形状误差和轴颈挠曲变形等,常取 $S \geq 2$ 。

(五) 轴承的热平衡计算

轴承工作时,摩擦功耗将转变为热量,使润滑油温度升高。如果油的平均温度超过计算承载能力时所假定的数值,则轴承承载能力就要降低。因此要计算油的温升 Δt ,并将其限制在允许范围内。

轴承运转中达到热平衡状态的条件是:单位时间内轴承摩擦所产生的热量 Q 等于同时间内流动的油所带走的热量 Q_1 与轴承散发的热量 Q_2 之和,即

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (12-27)$$

轴承中的热量是由摩擦损失的功转变而来的。因此,每秒钟在轴承中产生的热量 Q (单位为 W) 为

$$Q = fpv \quad (12-27a)$$

由流出的油带走的热量 Q_1 (单位为 W) 为

$$Q_1 = q\rho c(t_0 - t_1) \quad (12-27b)$$

式中: q ——润滑油流量,按润滑油流量系数求出,单位为 m^3/s ;

ρ ——润滑油的密度,对矿物油为 $850 \sim 900 \text{ kg}/\text{m}^3$;

c ——润滑油的比热容,对矿物油为 $1675 \sim 2090 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$,单位见书末“附录”;

t_0 ——油的出口温度,单位为 $^\circ\text{C}$;

t_1 ——油的入口温度,通常由于冷却设备的限制,取为 $35 \sim 40 ^\circ\text{C}$ 。

除了润滑油带走的热量以外,还可以由轴承的金属表面通过传导和辐射把一部分热量散发到周围介质中去。这部分热量与轴承的散热表面的面积、空气流动速度等有关,很难精确计算。因此,通常采用近似计算。若以 Q_2 (单位为 W) 代表这部分热量,并以油的出口温度 t_0 代表轴承温度,油的入口温度 t_1 代表周围介质的温度,则

$$Q_2 = \alpha_s \pi dB(t_0 - t_1) \quad (12-27c)$$

式中 α_s 为轴承的表面传热系数,随轴承结构的散热条件而定。对于轻型结构的轴承,或周围的介质温度高和难于散热的环境(如轧钢机轴承),取 $\alpha_s = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;中型结构或一般通风条件,取 $\alpha_s = 80 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;在良好冷却条件下(如周围介质温度很低,轴承附近有其它特殊用途的水冷或气冷的冷却设备)工作的重型轴承,可取 $\alpha_s = 140 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

热平衡时, $Q = Q_1 + Q_2$, 即

$$fpv = q\rho c(t_0 - t_1) + \alpha_s \pi dB(t_0 - t_1)$$

于是得出为了达到热平衡而必须的润滑油温度差 Δt (单位为 $^\circ\text{C}$) 为

$$\Delta t = t_0 - t_1 = \frac{\left(\frac{f}{\phi}\right)p}{c\rho\left(\frac{q}{\psi v B d}\right) + \frac{\pi \alpha_s}{\psi v}} \quad (12-28)$$

式中: $\frac{q}{\psi v B d}$ —— 润滑油流量系数, 是一个无量纲数, 可根据轴承的宽径比 B/d 及偏心率 χ 由图 12-16 查出。

f —— 摩擦系数, $f = \frac{\pi}{\psi} \cdot \frac{\eta \omega}{p} + 0.55 \psi \xi$, 式中 ξ 为随轴承宽径比而变化的系数, 对于 $B/d < 1$ 的轴承, $\xi = (d/B)^{1.5}$; $B/d \geq 1$ 时, $\xi = 1$; ω 为轴颈角速度, 单位为 rad/s ; B 、 d 的单位为 mm ; p 为轴承的平均压力, 单位为 Pa ; η 为润滑油的动力粘度, 单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

v —— 轴颈圆周速度, 单位为 m/s 。

用式(12-28)只是求出了平均温度差, 实际上轴承上各点的温度是不相同的。润滑油从入口到流出轴承, 温度逐渐升高, 因而在轴承中不同之处的油的粘度也将不同。研究结果表明, 在利用式(12-21)计算轴承的承载能力时, 可以采用润滑油平均温度时的粘度。润滑油的平均温度 $t_m = (t_i + t_o)/2$, 而温升 $\Delta t = t_o - t_i$, 所以润滑油的平均温度 t_m 按下式计算:

$$t_m = t_i + \frac{\Delta t}{2} \quad (12-29)$$

为了保证轴承的承载能力, 建议平均温度不超过 75°C 。

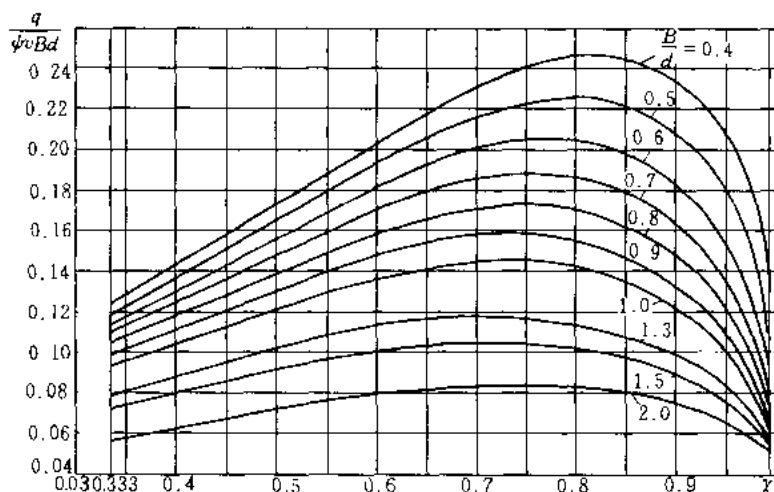


图 12-16 润滑油流量系数线图(指速度供油的耗油量)

设计时, 通常是先给定平均温度 t_m , 按式(12-28)求出的温升 Δt 来校核油的入口温度 t_i , 即

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2} \quad (12-30)$$

若 $t_i > 35 \sim 40^\circ\text{C}$, 则表示轴承热平衡易于建立, 轴承的承载能力尚未用尽。此时应降低给定的平均温度, 并允许适当地加大轴瓦及轴颈的表面粗糙度, 再行计算。

若 $t_i < 35 \sim 40^\circ\text{C}$, 则表示轴承不易达到热平衡状态。此时需加大间隙, 并适当地降低轴瓦及轴颈的表面粗糙度, 再作计算。

此外要说明的是, 轴承的热平衡计算中的润滑油流量仅考虑了速度供油量, 即由旋转轴颈从油槽带入轴承间隙的油量, 忽略了油泵供油时, 油被输入轴承间隙时的压力供油量, 这将影响轴

承温升计算的精确性。因此,它适用于一般用途的液体动力润滑径向轴承的热平衡计算,对于重要的液体动压轴承计算可参考[68]第4卷。

(六) 参数选择

1. 宽径比 B/d

一般轴承的宽径比 B/d 在 $0.3 \sim 1.5$ 范围内。宽径比小,有利于提高运转稳定性,增大端泄量以降低温升。但轴承宽度减小,轴承承载能力也随之降低。

高速重载轴承温升高,宽径比宜取小值;低速重载轴承,为提高轴承整体刚性,宽径比宜取大值;高速轻载轴承,如对轴承刚性无过高要求,可取小值;需要对轴有较大支承刚性的机床轴承,宜取较大值。

一般机器常用的 B/d 值为:汽轮机、鼓风机 $B/d = 0.3 \sim 1$;电动机、发电机、离心泵、齿轮变速器 $B/d = 0.6 \sim 1.5$;机床、拖拉机 $B/d = 0.8 \sim 1.2$;轧钢机 $B/d = 0.6 \sim 0.9$ 。

2. 相对间隙 ψ

相对间隙主要根据载荷和速度选取。速度愈高, ψ 值应愈大;载荷愈大, ψ 值应愈小。此外,直径大、宽径比小,调心性能好,加工精度高时, ψ 值取小值,反之取大值。

一般轴承,按转速取 ψ 值的经验公式为:

$$\psi \approx \frac{(n/60)^{4/9}}{10^{31/9}} \quad (12-31)$$

式中 n 为轴颈转速,单位为 r/min 。

一般机器中常用的 ψ 值为:汽轮机、电动机、齿轮减速器 $\psi = 0.001 \sim 0.002$;轧钢机、铁路车辆 $\psi = 0.0002 \sim 0.0015$;机床、内燃机 $\psi = 0.0002 \sim 0.00125$;鼓风机、离心泵 $\psi = 0.001 \sim 0.003$ 。

3. 粘度 η

这是轴承设计中的一个重要参数。它对轴承的承载能力、功耗和轴承温升都有不可忽视的影响。轴承工作时,油膜各处温度是不同的,通常认为轴承温度等于油膜的平均温度。平均温度的计算是否准确,将直接影响到润滑油粘度的大小。平均温度过低,则油的粘度较大,算出的承载能力偏高;反之,则承载能力偏低。设计时,可先假定轴承平均温度(一般取 $t_m = 50 \sim 75^\circ\text{C}$),初选粘度,进行初步设计计算。最后再通过热平衡计算来验算轴承入口油温 t_1 是否在 $35 \sim 40^\circ\text{C}$ 之间,否则应重新选择粘度再作计算。

对于一般轴承,也可按轴颈转速 n (单位为 r/min) 先初估油的动力粘度 η' (单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$),即

$$\eta' = \frac{(n/60)^{-1/3}}{10^{7/6}} \quad (12-32)$$

由式(4-7)计算相应的运动粘度 ν' ,选定平均油温 t_m ,参照表4-1选定全损耗系统用油的牌号。然后查图4-9,重新确定 t_m 时的运动粘度 ν_{t_m} 及动力粘度 η_{t_m} 。最后再验算入口油温。

(七) 液体动力润滑径向滑动轴承设计举例

例题 设计一机床用的液体动力润滑径向滑动轴承,载荷垂直向下,工作情况稳定,采用对开式轴承。已知工作载荷 $F = 100\,000\text{ N}$,轴颈直径 $d = 200\text{ mm}$,转速 $n = 500\text{ r/min}$,在水平剖分面单侧供油。

[解] 1. 选择轴承宽径比 根据机床轴承常用的宽径比范围,取宽径比为1。

2. 计算轴承宽度

$$B = (B/d) \times d = 1 \times 0.2\text{ m} = 0.2\text{ m}$$

3. 计算轴颈圆周速度

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 200 \times 500}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 5.23 \text{ m/s}$$

4. 计算轴承工作压力

$$p = \frac{F}{dB} = \frac{100\,000}{0.2 \times 0.2} \text{ MPa} = 2.5 \text{ MPa}$$

5. 选择轴瓦材料 查表 12-2, 在保证 $p \leq [p]$ 、 $v \leq [v]$ 、 $pv \leq [pv]$ 的条件下, 选定轴承材料为 ZCuSn10Pb。

6. 初估润滑油动力粘度 由式(12-32)

$$\eta' = \frac{(n/60)^{-1/3}}{10^{7/6}} = \frac{(500/60)^{-1/3}}{10^{7/6}} \text{ Pa} \cdot \text{s} = 0.034 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

7. 计算相应的运动粘度, 取润滑油密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 由式(4-7),

$$\nu' = \frac{\eta'}{\rho} \times 10^6 = \frac{0.034}{900} \times 10^6 \text{ cSt} = 38 \text{ cSt}$$

8. 选定平均油温 现选平均油温 $t_m = 50^\circ\text{C}$

9. 选定润滑油牌号 参照表 4-1 选定全损耗系统用油 L-AN68。

10. 按 $t_m = 50^\circ\text{C}$ 查出 L-AN68 的运动粘度 由图 4-9 查得 $\nu_{50} = 40 \text{ cSt}$ 。

11. 换算出 L-AN68 50°C 时的动力粘度

$$\eta_{50} = \rho \nu_{50} \times 10^{-6} = 900 \times 40 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s} \approx 0.036 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

12. 计算相对间隙 由式(12-31),

$$\psi \approx \frac{(n/60)^{4/9}}{10^{31/9}} = \frac{(500/60)^{4/9}}{10^{31/9}} \approx 0.001, \text{ 取为 } 0.00125$$

13. 计算直径间隙

$$\Delta = \psi d = 0.00125 \times 200 \text{ mm} = 0.25 \text{ mm}$$

14. 计算承载量系数 由式(12-23)

$$C_p = \frac{F \psi^2}{2 \eta v B} = \frac{100\,000 \times (0.00125)^2}{2 \times 0.036 \times 5.23 \times 0.2} = 2.075$$

15. 求出轴承偏心率 根据 C_p 及 B/d 的值查表 12-7, 经过插算求出偏心率 $\chi = 0.713$ 。

16. 计算最小油膜厚度 由式(12-12)

$$h_{\min} = \frac{d}{2} \psi (1 - \chi) = \frac{200}{2} \times 0.00125 \times (1 - 0.713) \mu\text{m} = 35.8 \mu\text{m}$$

17. 确定轴颈、轴承孔表面粗糙度十点高度 按加工精度要求取轴颈表面粗糙度等级为 $\nabla^{0.8}$, 轴承孔表面粗糙度等级为 $\nabla^{1.6}$, 查表 7-6 得轴颈 $R_{a1} = 0.0032 \text{ mm}$, 轴承孔 $R_{a2} = 0.0063 \text{ mm}$ 。

18. 计算许用油膜厚度 取安全系数 $S = 2$, 由式(12-26)

$$[h] = S(R_{a1} + R_{a2}) = 2 \times (0.0032 + 0.0063) \mu\text{m} = 19 \mu\text{m}$$

因 $h_{\min} > [h]$, 故满足工作可靠性要求。

19. 计算轴承与轴颈的摩擦系数 因轴承的宽径比 $B/d = 1$, 取随宽径比变化的系数 $\xi = 1$, 由摩擦系数计算式

$$f = \frac{\pi}{\psi} \cdot \frac{\eta v}{p} + 0.55 \psi \xi = \frac{\pi \times 0.036 \times (2\pi \times 500/60)}{0.00125 \times 2.5 \times 10^6} + 0.55 \times 0.00125 \times 1 = 0.00258$$

20. 查出润滑油流量系数 由宽径比 $B/d = 1$ 及偏心率 $\chi = 0.713$ 查图 12-16, 得润滑油流量系数 $q/\psi v B d = 0.145$ 。

21. 计算润滑油温升 按润滑油密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 取比热容 $c = 1800 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$, 表面传热系数 $\alpha_s = 80 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$, 由式(12-28)

$$\Delta t = \frac{\left(\frac{f}{\psi}\right)p}{c\rho\left(\frac{q}{\psi Bd}\right) + \frac{\pi\alpha_s}{\psi w}} = \frac{\frac{0.00258}{0.00125} \times 2.5 \times 10^6}{1800 \times 900 \times 0.145 + \frac{\pi \times 80}{0.00125 \times 5.23}} \text{ } ^\circ\text{C} = 18.866 \text{ } ^\circ\text{C}$$

22. 计算润滑油入口温度 由式(12-29)

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2} = 50 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{18.866}{2} \text{ } ^\circ\text{C} = 40.567 \text{ } ^\circ\text{C}$$

因一般取 $t_i = 35 \sim 40 \text{ } ^\circ\text{C}$, 故上述入口温度合适。

23. 选择配合 根据直径间隙 $\Delta = 0.25 \text{ mm}$, 按 GB/T 1801—1979 选配合 F6/d7, 查得轴承孔尺寸公差为 $\phi 200 \begin{smallmatrix} +0.079 \\ +0.050 \end{smallmatrix}$, 轴颈尺寸公差为 $\phi 200 \begin{smallmatrix} -0.170 \\ -0.216 \end{smallmatrix}$ 。

24. 求最大、最小间隙

$$\Delta_{\max} = 0.079 \text{ mm} - (-0.216) \text{ mm} = 0.295 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\min} = 0.050 \text{ mm} - (-0.170) \text{ mm} = 0.22 \text{ mm}$$

因 $\Delta = 0.25 \text{ mm}$ 在 Δ_{\max} 与 Δ_{\min} 之间, 故所选配合合适。

25. 校核轴承的承载能力、最小油膜厚度及润滑油温升 分别按 Δ_{\max} 及 Δ_{\min} 进行校核, 如果在允许值范围内, 则绘制轴承工作图; 否则需要重新选择参数, 再作设计及校核计算。

§ 12-8 其它型式滑动轴承简介

(一) 无润滑轴承与自润滑轴承

1. 轴承材料

无润滑轴承是在不加润滑剂的状态下运转, 不能避免磨损, 因而要选用磨损率低的材料制造, 常用各种工程塑料和碳-石墨作为轴承材料。为了减小磨损率, 轴颈材料最好用不锈钢或碳钢镀铬, 轴颈表面硬度应大于轴瓦表面硬度。常用无润滑轴承材料及其性能见表 12-8。各种轴承材料适用环境见表 12-9。

表 12-8 常用无润滑轴承材料及其性能

轴承材料		最大静压力 p_{\max} /MPa	压缩弹性模量 E /GPa	线胀系数 α /($10^{-6}/^\circ\text{C}$)	导热系数 κ /[W/(m· $^\circ\text{C}$)]
热塑性塑料	无填料热塑性塑料	10	2.8	99	0.24
	金属瓦无填料热塑性塑料衬套	10	2.8	99	0.24
	有填料热塑性塑料	14	2.8	80	0.26
	金属瓦有填料热塑性塑料衬	300	14.0	27	2.9
聚四氟乙烯	无填料聚四氟乙烯	2	—	86~218	0.26
	有填料聚四氟乙烯	7	0.7	($< 20 \text{ } ^\circ\text{C}$) 60 ($> 20 \text{ } ^\circ\text{C}$) 80	0.33
	金属瓦有填料聚四氟乙烯衬	350	21.0	20	42.0
	金属瓦无填料聚四氟乙烯衬套	7	0.8	($< 20 \text{ } ^\circ\text{C}$) 140 ($> 20 \text{ } ^\circ\text{C}$) 96	0.33
	织物增强聚四氟乙烯	700	4.8	12	0.24

表 12-8(完)

轴 承 材 料		最大静压力 p_{\max} /MPa	压缩弹性模量 E /GPa	线胀系数 α /($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	导热系数 κ /[W/(m $\cdot^{\circ}\text{C}$)]
热固性塑料	增强热固性塑料	35	7.0	($< 20^{\circ}\text{C}$) 11~25 ($> 20^{\circ}\text{C}$) 80	0.38
	碳-石墨填料热固性塑料	—	4.8	20	—
碳-石墨	碳-石墨(高碳)	2	9.6	1.4	11
	碳-石墨(低碳)	1.4	4.8	4.2	55
	加铜和铅的碳-石墨	4	15.8	4.9	23
	加巴氏合金的碳-石墨	3	7.0	4	15
	浸渍热固性塑料的碳-石墨	2	11.7	2.7	40
石墨	浸渍金属的石墨	70	28.0	12~20	126

表 12-9 无润滑轴承材料的适用环境

轴 承 材 料	高 温 $> 200^{\circ}\text{C}$	低 温 $< -50^{\circ}\text{C}$	辐 射	真 空	水	油	磨 粒	耐酸、碱
有填料热塑性塑料	少数可用	通常好	通常差	大多数可用,避免用石墨作填充物	通常差,注意配合面的粗糙度	通常好	一般尚好	尚好或好
有填料聚四氟乙烯	尚 好	很 好	很 差					极好
有填料热固性塑料	部分可用	好	部分尚好					部分好
碳-石墨	很 好	很 好	很好,不加塑料	极 差	尚好或好	好	不 好	好 (除强酸外)

2. 主要设计参数

径向轴承的宽径比 B/d 一般取为 0.35~1.5。止推轴承常取 $d_2/d_1 \leq 2$ (见表 12-5)。轴承间隙应随材料的线胀系数而变化,一般塑料轴承的间隙应比金属轴承的大(聚四氟乙烯除外),常用直径间隙 $\Delta \approx 0.005 d$ 且不小于 0.1 mm(碳-石墨轴承可不小于 0.075 mm)。轴瓦壁厚应随轴颈直径 d 而变化,为使轴承体积小,多用金属轴瓦,然后在其中压入薄的塑料衬套或涂敷塑料薄膜。使用塑料轴瓦时,常取其壁厚为 $d/(12 \sim 20)$ 。为了减小轴承的磨损率,轴瓦工作表面的粗糙度值应取低些,通常可取 $R_a = 0.2 \sim 0.4 \mu\text{m}$ 。

3. 承载能力计算

无润滑轴承的使用寿命决定于其磨损率,而磨损率取决于材料的力学性能和摩擦特性,并随载荷和速度的增加而加大,同时也受到工作条件的影响。温升是限制轴承承载能力的重要因素之一,故应将其 pv 值控制在允许的范围内。工程上校核一般用途无润滑轴承的承载能力时,相应非金属轴承材料的 $[p]$ 、 $[pv]$ 值仍可查阅[68]。

由于无润滑轴承常用的材料如石墨、聚四氟乙烯等,本身就是固体润滑剂,这种情况下也常称为自润滑轴承。这类轴承目前应用渐多的是镶嵌自润滑轴承,它是在普通滑动轴承的整体轴

套或轴瓦上,通过合理设计与钻孔或拉槽后,将适当形状、尺寸与强度的固体润滑剂嵌入孔(槽)中而组成,可在无油(也可外部供油)的条件下工作,主要用于油膜不能或不易形成的工况下,能承受大的稳定或变载荷,摩擦系数 $f = 0.04 \sim 0.09$,使用温度范围为 $-190 \sim 700\text{ }^{\circ}\text{C}$,并可在高真空、强辐射、粉尘、潮湿或液体介质中正常运转。由于有专业工厂生产,选用方便而经济,具体选用时可参看[45]及其参考文献。

(二) 多油楔轴承

前述液体动力润滑径向滑动轴承只能形成一个油楔来产生液体动压油膜,故称为单油楔轴承。这类轴承在轻载、高速条件下运转时,容易出现失稳现象(即如果轴颈受到某个微小的外力干扰时,轴心容易偏离平衡位置作有规律或无规律的运动,难于自动返回原来的平衡位置)。多油楔轴承的轴瓦则制成可以在轴承工作时产生多个油楔的结构形式,这种轴瓦可分成固定的和可倾的两类。

1. 固定瓦多油楔轴承

图 12-17a、b 为双油楔椭圆轴承及双油楔错位轴承示意图。显然,前者可以用于双向回转的轴,后者只能用于单向回转的轴。

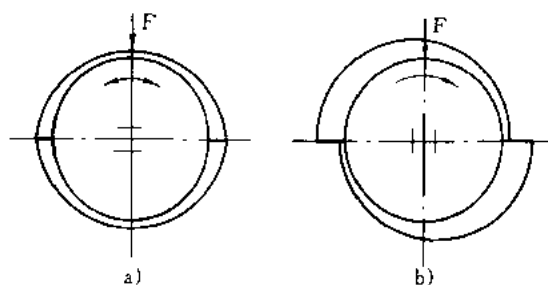


图 12-17 双油楔椭圆轴承和双油楔错位轴承示意图

图 12-18a、b 分别为三油楔和四油楔轴承示意图。它们都是固定瓦多油楔轴承。工作时,各油楔中同时产生油膜压力,以助于提高轴的旋转精度及轴承的稳定性。但是与同样条件下的单油楔轴承相比,承载能力有所降低,功耗有所增大。

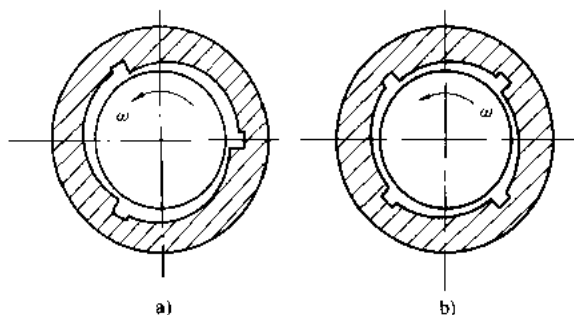


图 12-18 三油楔和四油楔轴承示意图

2. 可倾瓦多油楔轴承

图 12-19 为可倾瓦多油楔径向轴承,轴瓦由三块或三块以上(通常为奇数)的扇形块组成。扇形块以其背面的球窝支承在调整螺钉尾端的球面上。球窝的中心不在扇形块中部,而是沿圆周偏向轴颈旋转方向的一边。由于扇形块是支承在球面上,所以它的倾斜度可以随轴颈位置的不同而自动地调整,以适应不同的载荷、转速和轴的弹性变形偏斜等情况,保持轴颈与轴瓦间的适当间隙,因而能够建立起可靠的液体摩擦的润滑油膜。间隙的大小可用球端螺钉进行调整。

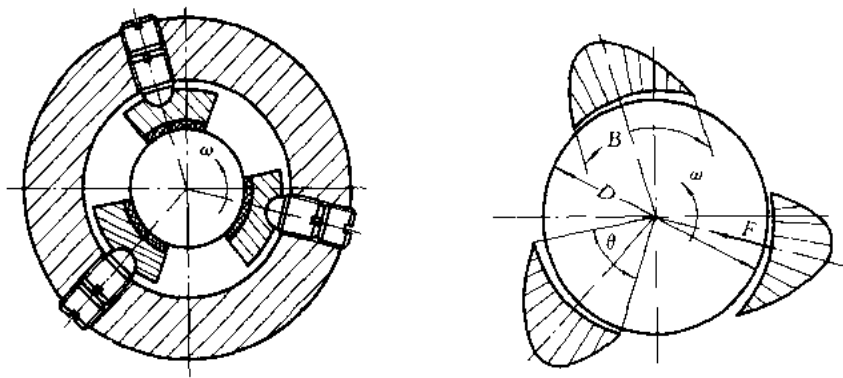


图 12-19 可倾瓦多油楔径向轴承示意图

这类轴承的共同特点是,即使在空载运转时,轴与各个轴瓦也相对处于某个偏心位置上,即形成几个有承载能力的油楔,而这些油楔中产生的油膜压力有助于轴的稳定运转。

图 12-20 所示为可倾瓦止推轴承的示意结构。轴颈端面仍为一平面,轴承是由数个(3~20)支承在圆柱面或球面上的扇形块组成。扇形块用钢板制成,其滑动表面敷有轴承衬材料。轴承工作时,扇形块可以自动调位,以适应不同的工作条件。

(三) 液体静压轴承

液体静压轴承是依靠一个液压系统供给压力油,压力油进入轴承间隙里,强制形成压力油膜以隔开摩擦表面,保证了轴颈在任何转速下(包括转速为零)和预定载荷下都与轴承处于液体摩擦状态。

顺便指出,静压轴承在工作转速够高时也要产生动压效应,计入这一因素影响的轴承称为混合轴承。

1. 液体静压轴承的主要优缺点

1) 液体静压轴承是依靠外界供给一定的压力油而形成承载油膜,使轴颈和轴承相对转动时处于完全液体摩擦状态,摩擦系数很小,一般 $f=0.0001 \sim 0.0004$,因此起动力矩小,效率高。

2) 由于工作时轴颈与轴承不直接接触(包括起动、停车等),轴承不会磨损,能长期保持精度,故使用寿命长。

3) 静压轴承的油膜不像动压轴承的油膜那样受到速度的限制,因此能在极低或极高的转速下正常工作。

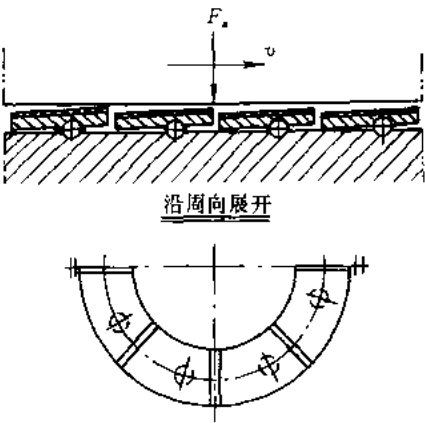


图 12-20 可倾瓦止推轴承示意图

4) 对轴承材料要求不像液体动压轴承那样高,同时对间隙和表面粗糙度也不像液体动压轴承要求那么严,可以采用较大的间隙和较大的粗糙度值。例如,在对回转精度要求相同的情况下,静压轴承的轴承孔和轴颈的加工精度可降低1~2级,表面粗糙度值则可大1~2级。

5) 油膜刚性大,具有良好的吸振性,运转平稳,精度高。

其缺点是必须有一套复杂的供给压力油的系统,在重要场合还必须加一套备用设备,故设备费用高,维护管理也较麻烦,一般只在动压轴承难以完成任务时才采用静压轴承。

但由于静压轴承具有上述优点,目前在工业部门中已得到了日益广泛的应用。

2. 液体静压轴承的工作原理

在第四章中,已介绍了流体静力润滑的基本原理,这里仅以液体静压径向滑动轴承为例介绍静压轴承的工作原理。

图12-21为一液体静压径向轴承示意图。轴承有4个完全相同的油腔,分别通过各自的节流器与供油管路相联接。压力为 p_b 的高压油流经节流器降压后流入各油腔,然后一部分经过径向封油面流入回油槽,并沿槽流出轴承;一部分经轴向封油面流出轴承。当无外载荷(忽略轴的自重)时,4个油腔的油压均相等,使轴颈与轴承同心。此时,4个油腔的封油面与轴颈间的间隙相等,均为 h_0 。因此,流经4个油腔的油流量相等,在4个节流器中产生的压力降也相同。

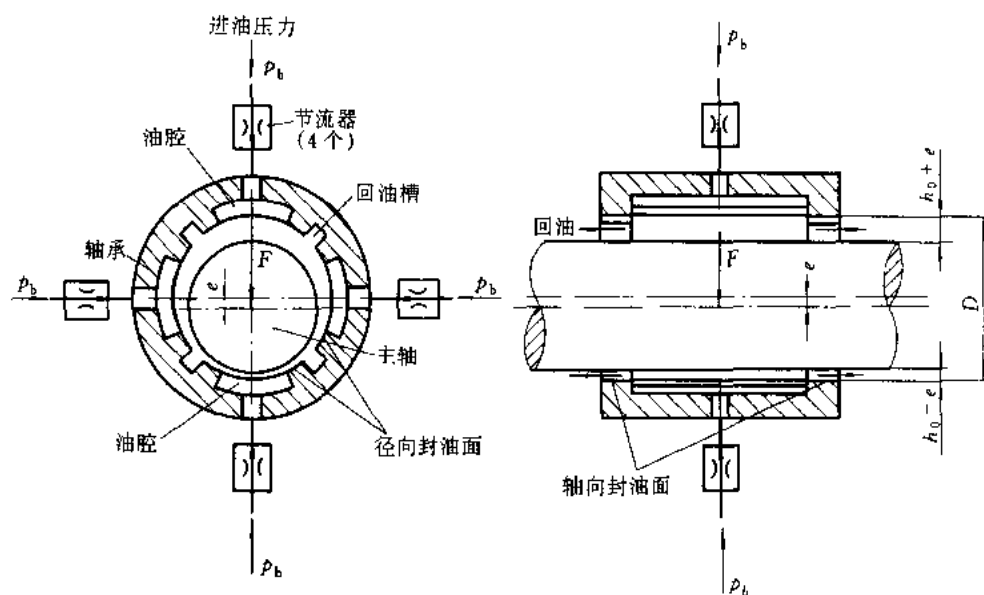


图 12-21 液体静压径向轴承示意图

当外载荷 F 加在轴颈上时,轴颈由于失去平衡而要下沉,使下部油腔的封油面侧隙减小,油的流量亦随之减小,下部油腔节流器中的压力降也随之减小,下部油腔压力即跟着增高;同时,上部油腔封油面侧隙加大,流量加大,节流器中压力降加大,油腔压力减小,上下两油腔间形成了一个压力差。由这个压力差所产生的向上的力即与所加在轴颈上的外载荷 F 相平衡,使轴颈保持在图示位置上,即轴的轴线下移了 e 。因为没有外加的侧向载荷,故左右两个油腔中并不产生压力差,左右间隙就不改变。只要下油腔封油面侧隙($h_0 - e$)大于两表面最大不平度之和,就能保

证液体摩擦。

外载荷 F 减小时,轴承中将发生与上述情况相反的变化,此处不再赘述。

常用的节流器有小孔节流器、毛细管节流器、滑阀节流器和薄膜节流器等。

图 12-22 所示为毛细管节流器的结构图。当油流经过细长的管道时,产生一压力降。压力降的大小与流量成正比,与毛细管的长度 l_c 和油的粘度的乘积成正比,而与毛细管直径 d_c 的 4 次方成反比。

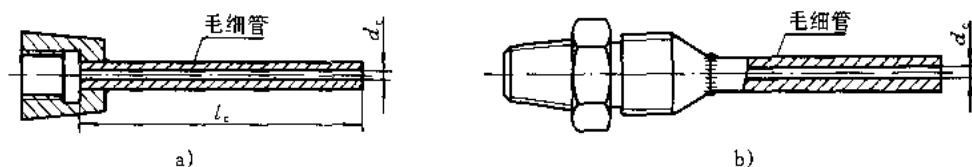


图 12-22 毛细管节流器

关于静压轴承的设计可参阅有关专题资料。

此外,静压的原理现在已不限于在轴承中应用。其它例如精密螺旋和精密机床的导轨,亦可利用静压原理,制成静压螺旋(参看 § 5-9)和静压导轨。

(四) 气体润滑轴承

当轴颈转速极高 ($n > 100\,000\text{ r/min}$) 时,用液体润滑剂的轴承即使在液体摩擦状态下工作,摩擦损失还是很大的。过大的摩擦损失将降低机器的效率,引起轴承过热。如改用气体润滑剂,就可极大地降低摩擦损失,这是由于气体的粘度显著地低于液体粘度的缘故。如在 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,全损耗系统用油的粘度为 $0.072\text{ Pa}\cdot\text{s}$,而空气的粘度为 $0.89 \times 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$,二者之比值为 8 100。气体润滑轴承(简称气体轴承)也可以分为动压轴承、静压轴承及混合轴承,其工作原理与液体滑动轴承相同。

气体润滑剂主要是空气,它既不需特别制造,用过之后也无需回收。此外氢的粘度比空气的低 $1/2$,适用于高速;氮具有惰性,在高温时使用,可使机件不致生锈等。

气体润滑剂除了粘度低的特点之外,其粘度随温度的变化也小,而且具有耐辐射性及对机器不会发生污染等,因而在高速(例如转速在每分钟十几万转以上;目前有的甚至已超过每分钟百万转)、要求摩擦很小、高温($600\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上)、低温以及有放射线存在的场合,气体润滑轴承显示了它的特殊功能。如在高速磨头、高速离心分离机、原子反应堆、陀螺仪表、电子计算机记忆装置等尖端技术上,由于采用了气体润滑轴承,克服了使用滚动轴承或液体润滑滑动轴承所不能解决的困难。

习 题

12-1 某不完全液体润滑径向滑动轴承,已知:轴颈直径 $d = 200\text{ mm}$,轴承宽度 $B = 200\text{ mm}$,轴颈转速 $n = 300\text{ r/min}$,轴瓦材料为 ZCuAl10Fe3 ,试问它可以承受的最大径向载荷是多少?

12-2 已知一起重机卷筒的径向滑动轴承所承受的载荷 $F = 100\,000\text{ N}$,轴颈直径 $d = 90\text{ mm}$,轴的转速 $n = 9\text{ r/min}$,轴承材料采用铸造青铜,试设计此轴承(采用不完全液体润滑)。

12-3 某对开式径向滑动轴承,已知径向载荷 $F = 35\,000\text{ N}$,轴颈直径 $d = 100\text{ mm}$,轴承宽度 $B = 100\text{ mm}$,轴

颈转速 $n = 1\,000\text{ r/min}$ 。选用 L-AN32 全损耗系统用油, 设平均温度 $t_m = 50\text{ }^\circ\text{C}$, 轴承的相对间隙 $\psi = 0.001$, 轴颈、轴瓦表面粗糙度分别为 $R_{a1} = 1.6\text{ }\mu\text{m}$, $R_{a2} = 3.2\text{ }\mu\text{m}$, 试校验此轴承能否实现液体动压润滑。

12-4 设计一发电机转子的液体动压径向滑动轴承。已知: 载荷 $F = 50\,000\text{ N}$, 轴颈直径 $d = 150\text{ mm}$, 转速 $n = 1\,000\text{ r/min}$, 工作情况稳定。

第十三章 滚动轴承

§ 13-1 概 述

滚动轴承是现代机器中广泛应用的部件之一,它是依靠主要元件间的滚动接触来支承转动零件的。与滑动轴承相比,滚动轴承具有摩擦阻力小,功率消耗少,起动容易等优点。

常用的滚动轴承绝大多数已经标准化,并由专业工厂大量制造及供应各种常用规格的轴承。因而本章只讨论如何根据具体工作条件正确选择轴承的类型和尺寸、验算轴承的承载能力,以及与轴承的安装、调整、润滑、密封等有关的“轴承装置设计”问题。

滚动轴承的基本结构如图 13-1 所示,它由内圈 1、外圈 2、滚动体 3 和保持架 4 等四部分组成。内圈用来和轴颈装配,外圈用来和轴承座装配。通常是内圈随轴颈回转,外圈固定,但也可用于外圈回转而内圈不动,或是内、外圈同时回转的场合。当内、外圈相对转动时,滚动体即在内、外圈的滚道间滚动。常用的滚动体,如图 13-2 所示,有 a) 球; b) 圆柱滚子; c) 滚针; d) 圆锥滚子; e) 球面滚子; f) 非对称球面滚子等几种。轴承内、外圈上的滚道,有限制滚动体侧向位移的作用。

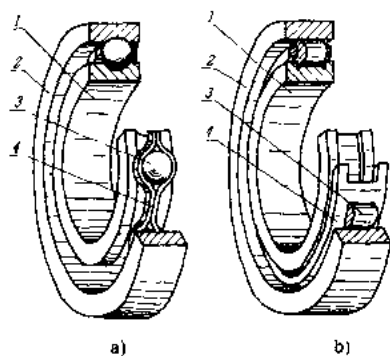


图 13-1 滚动轴承的基本结构

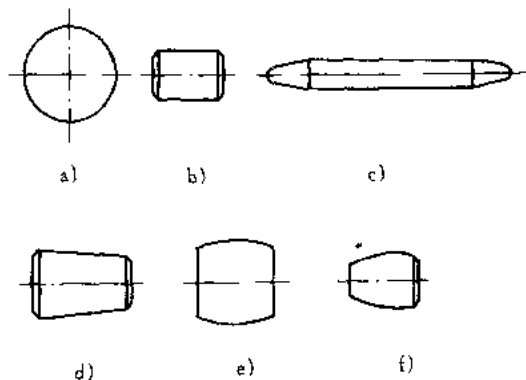


图 13-2 常用的滚动体

保持架的主要作用是均匀地隔开滚动体。如果没有保持架,则相邻滚动体转动时将会由于接触处产生较大的相对滑动速度而引起磨损。保持架有冲压的(图 13-1a)和实体的(图 13-1b)两种。冲压保持架一般用低碳钢板冲压制成,它与滚动体间有较大的间隙。实体保持架常用铜合金、铝合金或塑料经切削加工制成,有较好的定心作用。

轴承的内、外圈和滚动体,一般是用轴承铬钢制造的,热处理后硬度一般不低于 60 HRC。由于一般轴承的这些元件都经过 150 °C 的回火处理,所以通常当轴承的工作温度不高于 120 °C 时,

元件的硬度不会下降。

当滚动体是圆柱滚子或滚针时,在某些情况下,可以没有内圈、外圈或保持架,这时的轴颈或轴承座就要起到内圈或外圈的作用,因而工作表面应具备相应的硬度和粗糙度。此外,还有一些轴承,除了以上四种基本零件外,还增加有其它特殊零件,如在外圈上加止动环或带密封盖等。

§ 13-2 滚动轴承的主要类型及其代号

(一) 滚动轴承的主要类型、性能与特点

如果仅按轴承用于承受的外载荷不同来分类时,滚动轴承可以概括地分为向心轴承、推力轴承和向心推力轴承三大类,图 13-3 为它们承载情况的示意图。主要承受径向载荷 F_r 的轴承叫做向心轴承,其中有几种类型还可以承受不大的轴向载荷;只能承受轴向载荷 F_a 的轴承叫做推力轴承,轴承中与轴颈紧套在一起的叫轴圈,与机座相联的叫座圈;能同时承受径向载荷和轴向载荷的轴承叫做向心推力轴承。向心推力轴承的滚动体与外圈滚道接触点(线)处的法线 $N-N$ 与半径方向的夹角 α 叫做轴承的接触角。轴承实际所承受的径向载荷 F_r 与轴向载荷 F_a 的合力与半径方向的夹角 β ,则叫做载荷角(图 13-3c)。

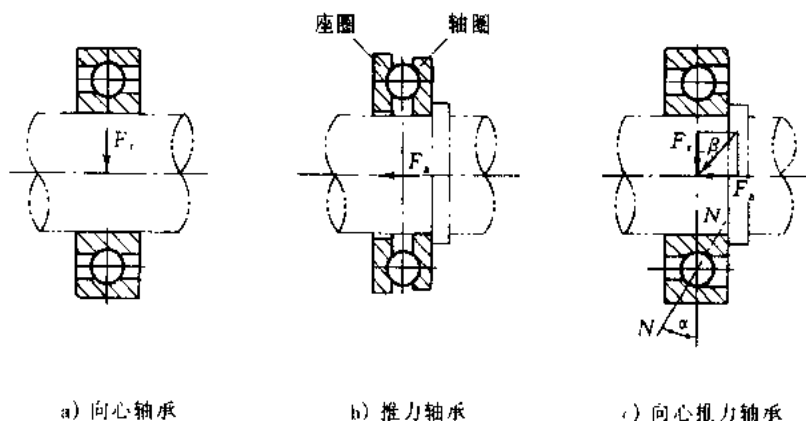


图 13-3 不同类型的轴承的承载情况

滚动轴承的类型很多,现将常用的各类滚动轴承的性能和特点简要介绍于表 13-1 中。

除了表 13-1 中介绍的滚动轴承之外,标准的滚动轴承还有双列深沟球轴承(类型代号 4)、双列角接触球轴承(类型代号 0)以及各类组合轴承等等。目前,国内外滚动轴承在品种规格方面越来越趋向轻型化、微型化、部件化和专用化。例如,现已开发出装有传感器的汽车轮毂轴承单元,从而可对轴承工况进行监测与控制。

表 13-1 常用滚动轴承的类型、主要性能和特点

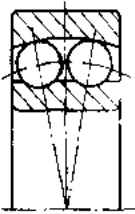
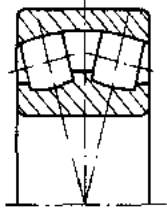
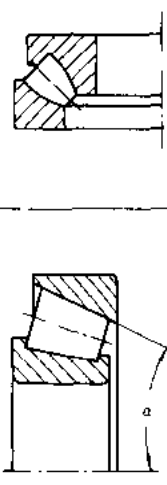
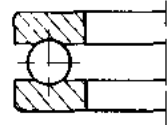
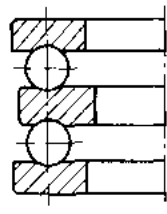
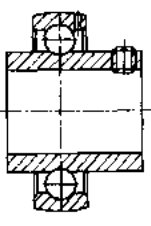
类型 代号	简 图	类型名称	结构代号	基本额定 动 载 荷 比 ^①	极限转 速比 ^②	轴向 承载 能力	轴向 限位 能力 ^③	性 能 和 特 点
1		调心球 轴承	10000	0.6~0.9	中	少量	I	因为外圈滚道表面是以轴承中点为中心的球面,故能自动调心,允许内圈(轴)对外圈(外壳)轴线偏斜量 $\leq 2^\circ \sim 3^\circ$ 。一般不宜承受纯轴向载荷
2		调心滚 子轴承	20000	1.8~4	低	少量	I	性能、特点与调心球轴承相同,但具有较大的径向承载能力,允许内圈对外圈轴线偏斜量 $\leq 1.5^\circ \sim 2.5^\circ$
3		推力调 心滚子 轴承	29000	1.6~2.5	低	很大	II	用于承受以轴向载荷为主的轴向、径向联合载荷,但径向载荷不得超过轴向载荷的55%。运转中滚动体受离心力矩作用,滚动体与滚道间产生滑动,并导致轴圈与座圈分离。为保证正常工作,需施加一定轴向预载荷。允许轴圈对座圈轴线偏斜量 $\leq 1.5^\circ \sim 2.5^\circ$
		圆锥滚 子轴承 $\alpha = 10^\circ \sim 18^\circ$	30000	1.5~2.5	中	较大	II	可以同时承受径向载荷及轴向载荷(30000型以径向载荷为主,30000B型以轴向载荷为主)。外圈可分离,安装时可调整轴承的游隙。一般成对使用
		大锥角 圆锥滚 子轴承 $\alpha = 27^\circ \sim 30^\circ$	30000B	1.1~2.1	中	很大		
5		推力球 轴承	51000	1	低	只能承 受单向 的轴向 载荷	II	为了防止钢球与滚道之间的滑动,工作时必须加有一定的轴向载荷。高速时离心力大,钢球与保持架磨损,发热严重,寿命降低,故极限转速很低。轴线必须与轴承座底面垂直,载荷必须与轴线重合,以保证钢球载荷的均匀分配
		双向推 力球轴 承	52000	1	低	能承受 双向载 荷	I	

表 13-1(续)

类型 代号	图 形	类型名称	结构代号	基本额定 动 载 荷 比 ^①	极限转 速比 ^②	轴向 承载 能力	轴向 刚度 ^③	特 性 和 特 点
6		深沟球轴承	60000	1	高	少量	I	主要承受径向载荷,也可同时承受小的轴向载荷。当摩擦系数极小时,在高转速时,可用来承受纯轴向载荷。工作中允许内、外圈轴线偏斜量 $\leq 8' \sim 15'$,大量生产,价格最廉。
7		圆锥 滚子轴承	70000A ($\alpha = 15^\circ$)	1.0 ~ 1.4	高	一般	II	可以同时承受径向载荷和轴向载荷,也可以单独承受轴向载荷。能在较高转速下正常工作。由于一个轴承只能承受单向的轴向力,因此,一般成对使用。承受轴向载荷的能力与接触角 α 有关。接触角大的,承受轴向载荷的能力也高。
			70000AC ($\alpha = 15^\circ$)	1.0 ~ 1.3		较大		
			70000B ($\alpha = 41^\circ$)	1.0 ~ 1.2		更大		
N		外圈无 挡边的 圆柱滚子轴承	NU0000	1.5 ~ 3	高	无	III	外圈(或内圈)可以分离,故不能承受轴向载荷。滚子由内圈(或外圈)的挡边轴与定位,工作时允许内、外圈有少量的轴向滑动。有较大的径向承载能力,但内圈轴线的允许偏斜量很小($2' \sim 4'$)。这一类轴承还可以不带外圈或内圈。
		内圈无 挡边的 圆柱滚子轴承	NJ0000					
		圆锥滚子轴承	70000			少量	II	
NA		滚针轴承	NA0000	—	低	无	II	在同样内径条件下,与其它类型轴承相比,其外形最小,内圈或外圈可以分离。工作时允许内、外圈有少量的轴向滑动。有较大的径向承载能力。一般不借保持架。摩擦系数大。

表 13-1(完)

类型 代号	简 图	类型名称	结构代号	基本额定 动 载 荷 比 ^①	极限转 速比 ^②	轴向 承载 能力	轴向 限位 能力 ^③	性 能 和 特 点
UC		带顶丝 外球面 球轴承	UC000	1	中	少量	1	内部结构与深沟球轴承相同,但外圈具有球形外表面,与轴承座的凹球面相配能自动调心。轴心线允许偏斜 5°。内圈与轴之间间隙,用紧定螺钉、偏心套或紧定套将轴承内圈固定在轴上。 按结构还有带偏心套轴承(UEI 型、UE 型)、带紧定套轴承(UK 型、UK+H 型)、两端平头轴承(UD 型)等

注:① 基本额定动载荷比:指同一尺寸系列(直径及宽度)各种类型和结构形式的轴承的基本额定动载荷与单列深沟球轴承(推力轴承则与单向推力球轴承)的基本额定动载荷之比。
 ② 极限转速比:指同一尺寸系列 0 级公差的各种轴承脂润滑时的极限转速与单列深沟球轴承脂润滑时极限转速之比。高、中、低的意义为:高为单列深沟球轴承极限转速的 90%~100%;中为单列深沟球轴承极限转速的 60%~90%;低为单列深沟球轴承极限转速的 60%以下。
 ③ 轴向限位能力:I 为轴的双向轴向位移限制在轴承的轴向游隙范围以内;II 为限制轴的单向轴向位移;III 为不限制轴的轴向位移。

(二) 滚动轴承的代号

在常用的各类滚动轴承中,每种类型又可做成几种不同的结构、尺寸和公差等级,以便适应不同的技术要求。为了统一表征各类轴承的特点,便于组织生产和选用,GB/T 272—1993 规定了轴承代号的表示方法。

滚动轴承代号由基本代号、前置代号和后置代号组成,用字母和数字等表示。轴承代号的构成见表 13-2。

表 13-2 滚动轴承代号的构成

前置代号		基 本 代 号					后 置 代 号						
轴承分部代号	五	四	三	二	一	内部结构代号	密封与防尘结构代号	保持架及其材料代号	特殊轴承材料代号	公差等级代号	游隙代号	多轴承配置代号	其它代号
	类型代号	尺寸系列代号		内 径 代 号									
		宽度系列代号	直径系列代号										

注:基本代号下面的一至五表示代号自右向左的位置序数

1. 基本代号

基本代号用来表明轴承的内径、直径系列、宽度系列和类型,现分述如下:

1) 轴承内径用基本代号右起第一、二位数字表示。对常用内径 $d = 20 \sim 480 \text{ mm}$ 的轴承,内径一般为 5 的倍数,这两位数字表示轴承内径尺寸被 5 除得的商数,如 04 表示 $d = 20 \text{ mm}$;12 表示 $d = 60 \text{ mm}$ 等等。对于内径为 10 mm、12 mm、15 mm 和 17 mm 的轴承,内径代号依次为 00、01、02 和 03。

2) 轴承的直径系列(即结构相同、内径相同的轴承在外径和宽度方面的变化系列)用基本代号右起第三位数字表示。直径系列代号有 7、8、9、0、1、2、3、4 和 5, 对应于相同内径轴承的外径尺寸依次递增。部分直径系列之间的尺寸对比如图 13-4 所示。

3) 轴承的宽度系列(即结构、内径和直径系列都相同的轴承, 在宽度方面的变化系列)用基本代号右起第四位数字表示。当宽度系列为 0 系列(正常系列)时, 对多数轴承在代号中不标出宽度系列代号 0, 但对于调心滚子轴承和圆锥滚子轴承, 宽度系列代号 0 应标出。

直径系列代号和宽度系列代号统称为尺寸系列代号。

4) 轴承类型代号用基本代号右起第五位数字表示, 其表示方法见表 13-1。

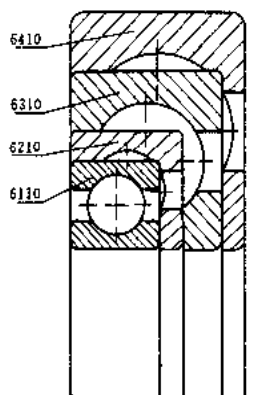


图 13-4 直径系列的对比

2. 后置代号

轴承的后置代号是用字母和数字等表示轴承的结构、公差及材料的特殊要求等等。后置代号的内容很多, 下面介绍几个常用的代号。

1) 内部结构代号是表示同一类型轴承的不同内部结构, 用字母紧跟着基本代号表示。如: 接触角为 15° 、 25° 和 40° 的角接触球轴承分别用 C、AC 和 B 表示内部结构的不同。

2) 轴承的公差等级分为 2 级、4 级、5 级、6 级、6x 级和 0 级, 共 6 个级别, 依次由高级到低级, 其代号分别为 /P2、/P4、/P5、/P6x、/P6 和 /P0。公差等级中, 6x 级仅适用于圆锥滚子轴承; 0 级为普通级, 在轴承代号中不标出。

3) 常用的轴承径向游隙系列分为 1 组、2 组、0 组、3 组、4 组和 5 组, 共 6 个组别, 径向游隙依次由小到大。0 组游隙是常用的游隙组别, 在轴承代号中不标出, 其余的游隙组别在轴承代号中分别用 /C1、/C2、/C3、/C4、/C5 表示。

3. 前置代号

轴承的前置代号用于表示轴承的分部件, 用字母表示。如用 L 表示可分离轴承的可分离套圈; K 表示轴承的滚动体与保持架组件等等。

实际应用的滚动轴承类型是很多的, 相应的轴承代号也是比较复杂的。以上介绍的代号是轴承代号中最基本、最常用的部分, 熟悉了这部分代号, 就可以识别和查选常用的轴承。关于滚动轴承详细的代号方法可查阅 GB/T 272—1993。

代号举例:

6308——表示内径为 40 mm, 深沟球轴承, 尺寸系列为 03, 正常结构, 0 级公差, 0 组游隙。

7211C/P5——表示内径为 55 mm, 角接触球轴承, 尺寸系列为 02, 接触角 $\alpha = 15^\circ$, 5 级公差, 0 组游隙。

§ 13-3 滚动轴承类型的选择

选用轴承时, 首先是选择轴承类型。如前所述, 我国常用的标准轴承的基本特点已在表 13-1 中说明, 下面再归纳出正确选择轴承类型时所应考虑的主要因素。

(一) 轴承的载荷

轴承所受载荷的大小、方向和性质,是选择轴承类型的主要依据。

根据载荷的大小选择轴承类型时,由于滚子轴承中主要元件间是线接触,宜用于承受较大的载荷,承载后的变形也较小。而球轴承中则主要为点接触,宜用于承受较轻的或中等的载荷,故在载荷较小时,应优先选用球轴承。

根据载荷的方向选择轴承类型时,对于纯轴向载荷,一般选用推力轴承。较小的纯轴向载荷可选用推力球轴承;较大的纯轴向载荷可选用推力滚子轴承。对于纯径向载荷,一般选用深沟球轴承、圆柱滚子轴承或滚针轴承。当轴承在承受径向载荷 F_r 的同时,还有不大的轴向载荷 F_a 时,可选用深沟球轴承或接触角不大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承;当轴向载荷较大时,可选用接触角较大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承,或者选用向心轴承和推力轴承组合在一起的结构,分别承担径向载荷和轴向载荷(参看图 13-19)。

(二) 轴承的转速

在一般转速下,转速的高低对类型的选择不发生什么影响,只有在转速较高时,才会有比较显著的影响。轴承样本中列入了各种类型、各种尺寸轴承的极限转速 n_{lim} 值。这个转速是指载荷不太大(当量动载荷 $P \leq 0.1C$, C 为基本额定动载荷),冷却条件正常,且为 0 级公差轴承时的最大允许转速。但是,由于极限转速主要是受工作时温升的限制,因此,不能认为样本中的极限转速是一个绝对不可超越的界限。从工作转速对轴承的要求看,可以确定以下几点:

- 1) 球轴承与滚子轴承相比较,有较高的极限转速,故在高速时应优先选用球轴承。
- 2) 在内径相同的条件下,外径越小,则滚动体就越小,运转时滚动体加在外圈滚道上的离心惯性力也就越小,因而也就更适于在更高的转速下工作。故在高速时,宜选用同一直径系列中外径较小的轴承。外径较大的轴承,宜用于低速重载的场合。若用一个外径较小的轴承而承载能力达不到要求时,可再并装一个相同的轴承,或者考虑采用宽系列的轴承。
- 3) 保持架的材料与结构对轴承转速影响极大。实体保持架比冲压保持架允许高一些的转速,青铜实体保持架允许更高的转速。
- 4) 推力轴承的极限转速均很低。当工作转速高时,若轴向载荷不十分大,可以采用角接触球轴承承受纯轴向力。
- 5) 若工作转速略超过样本中规定的极限转速,可以用提高轴承的公差等级,或者适当地加大轴承的径向游隙,选用循环润滑或油雾润滑,加强对循环油的冷却等措施来改善轴承的高速性能。若工作转速超过极限转速较多,应选用特制的高速滚动轴承(参见 § 13-7)。

(三) 轴承的调心性能

当轴的中心线与轴承座中心线不重合而有角度误差时,或因轴受力而弯曲或倾斜时,会造成轴承的内外圈轴线发生偏斜。这时,应采用有一定调心性能的调心轴承或带座外球面球轴承(图 13-5)。这类轴承在轴与轴承座孔的轴线有不大的相对偏斜时仍能正常工作。

圆柱滚子轴承和滚针轴承对轴承的偏斜最为敏感,这类轴承在偏斜状态下的承载能力可能低于球轴承。因此在轴的刚度和轴承座孔的支承刚度较低时,应尽量避免使用这类轴承。

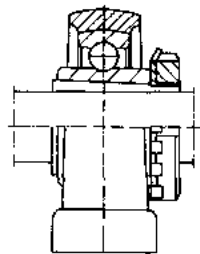


图 13-5 带座外球面球轴承(安装在紧定衬套上)

(四) 轴承的安装和拆卸

便于装拆,也是在选择轴承类型时应考虑的一个因素。在轴承座没有剖分面而必须沿轴向安装和拆卸轴承部件时,应优先选用内外圈可分离的轴承(如 N0000、NA0000、30000 等)。当轴承在长轴上安装时,为了便于装拆,可以选用其内圈孔为 1:12 的圆锥孔(用以安装在紧定衬套上)的轴承(图 13-5)。

此外,轴承类型的选择还应考虑轴承装置整体设计的要求,如轴承的配置使用要求、游动要求等,详见 § 13-6。

§ 13-4 滚动轴承的工作情况

在这一节里,将讨论向心轴承、角接触球轴承和圆锥滚子轴承工作时,元件上的载荷分布和变化情况。

(一) 轴承工作时轴承元件上的载荷分布

以向心轴承为例。当轴承工作的某一瞬间,滚动体处于图 13-6 所示的位置时,径向载荷 F_r 通过轴颈作用于内圈,位于上半圈的滚动体不会受力,而由下半圈的滚动体将此载荷传到外圈上。如果假定内、外圈的几何形状并不改变,则由于它们与滚动体接触处共同产生局部接触变形,内圈将下沉一个距离 δ_0 ,亦即在载荷 F_r 作用线上的接触变形量为 δ_0 。按变形协调关系,不在载荷 F_r 作用线上的其它各点的径向变形量为: $\delta_i = \delta_0 \cos(i\gamma)$, $i = 1, 2, \dots$ 。也就是说,真实的变形量的分布是中间最大,向两边逐渐减小,如图 13-6 所示。可以进一步判断,接触载荷也是处于 F_r 作用线上的接触点处最大,向两边逐渐减小。各滚动体从开始受力到受力终止所对应的区域叫做承载区。

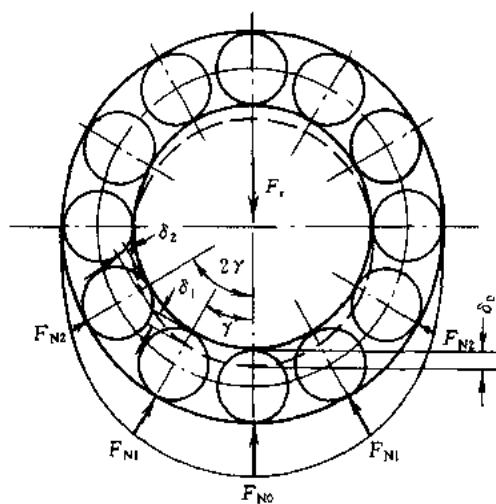


图 13-6 向心轴承中径向载荷的分布

根据力的平衡原理,所有滚动体作用在内圈上的反力 F_{Ni} 的向量和必定等于径向载荷 F_r 。应该指出,实际上由于轴承内存在游隙,故由径向载荷 F_r 产生的承载区的范围将小于 180° 。

也就是说,不是下半部滚动体全部受载。这时,如果同时作用有一定的轴向载荷,则可以使承载区扩大。

(二) 轴承工作时轴承元件上的载荷及应力的变化

轴承工作时,各个元件上所受的载荷及产生的应力是时时变化的。根据上面的分析,当滚动体进入承载区后,所受载荷即由零逐渐增加到 F_{N2} 、 F_{N1} 直到最大值 F_{N0} ,然后再逐渐降低到 F_{N1} 、 F_{N2} 而至零(图 13-6)。就滚动体上某一点而言,它的载荷及应力是周期性地不稳定变化的(图 13-7a)。

滚动轴承工作时,可以是外圈固定、内圈转动,也可以是内圈固定、外圈转动。对于固定套圈^①,处在承载区内的各接触点,按其所在位置的不同,将受到不同的载荷。处于 F_r 作用线上的点将受到最大的接触载荷。对于每一个具体的点,每当一个滚动体滚过时,便承受一次载荷,其大小是不变的,也就是承受稳定的脉动循环载荷的作用,如图 13-7b 所示。载荷变动的频率快慢取决于滚动体中心的圆周速度,当内圈固定外圈转动时,滚动体中心的运动速度较大,故作用在固定套圈上的载荷的变化频率也较高。

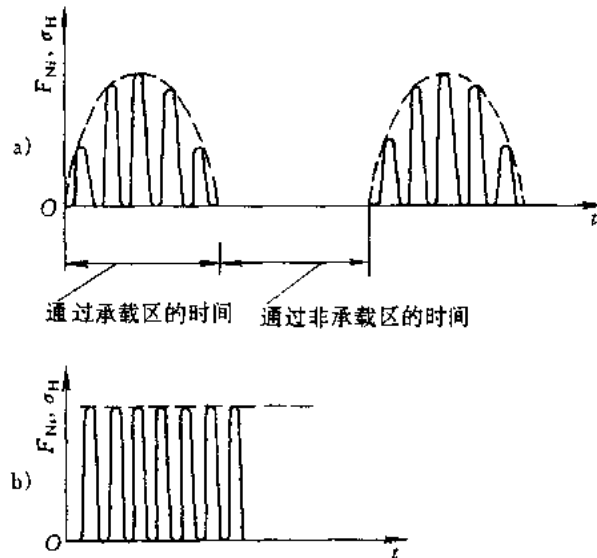


图 13-7 轴承元件上的载荷及应力变化

转动套圈上各点的受载情况,类似于滚动体的受载情况,可用图 13-7a 示意地描述。

(三) 轴向载荷对载荷分布的影响

当角接触球轴承或圆锥滚子轴承(现以圆锥滚子轴承为例)承受径向载荷 F_r 时,如图 13-8 所示,由于滚动体与滚道的接触线与轴承轴线之间夹一个接触角 α ,因而各滚动体的反力 F'_{Ni} 并不指向半径方向,它可以分解为一个径向分力和一个轴向分力。用 F_{Ni} 代表某一个滚动体反力的径向分力(图 13-8b),则相应的轴向分力 F_{di} 应等于 $F_{Ni} \tan \alpha$ 。所有径向分力 F_{Ni} 的向量和与

^① “套圈”指内圈或外圈以及内、外圈的总称。

径向载荷 F_r 相平衡；所有的轴向分力 F_{di} 之和组成轴承的派生轴向力 F_d ，它迫使轴颈（连同轴承内圈和滚动体）有向右移动的趋势，这应由轴向力 F_a 来与之平衡（图 13-8a）。

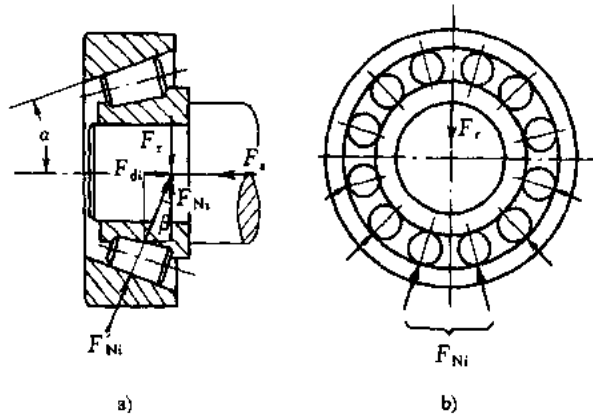


图 13-8 圆锥滚子轴承的受力

当只有最下面一个滚动体受载时，

$$F_a = F_d = F_r \tan \alpha \tag{13-1}$$

当受载的滚动体数目增多时，虽然在同样的径向载荷 F_r 的作用下，但派生的轴向力 F_d 将增大，即

$$F_d \approx \sum_{i=1}^n F_{di} = \sum_{i=1}^n F_{Ni} \tan \alpha > F_r \tan \alpha \tag{13-2}$$

式中： n 为受载的滚动体数目； F_{di} 是作用于各滚动体上的派生的轴向力； F_{Ni} 是作用于各滚动体上的径向分力；尾部的不等式也表明了 n 个 F_{Ni} 的代数和大于它们的向量和。由式(13-2)可得出这时平衡派生轴向力 F_d 所需施加的轴向力 F_a 为

$$F_a = F_d > F_r \tan \alpha \tag{13-3}$$

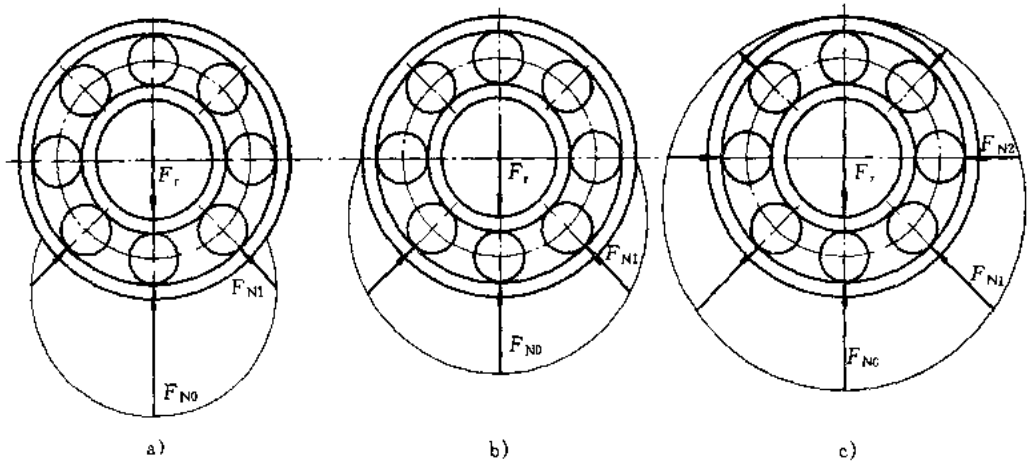


图 13-9 轴承中受载滚动体数目的变化

上面的分析说明:1) 角接触球轴承及圆锥滚子轴承总是在径向力 F_r 和轴向力 F_a 的联合作用下工作。为了使较多的滚动体同时受载,应使 F_a 比 $F_r \tan \alpha$ 大一些;2) 对于同一个轴承(设 α 不变),在同样的径向载荷作用下,当轴向力 F_a 由最小值($F_r \tan \alpha$,即一个滚动体受载时)逐步增大时,同时受载的滚动体数目逐渐增多,与轴向力 F_a 平衡的派生轴向力 F_d 也随之增大。根据研究,当 $F_a \approx 1.25 F_r \tan \alpha$ 时会有约半数的滚动体同时受载(图 13-9b);当 $F_a \approx 1.7 F_r \tan \alpha$ 时,开始使全部滚动体同时受载(图 13-9c)。

应该指出,对于实际工作的角接触球轴承或圆锥滚子轴承,为了保证它能可靠地工作,应使它至少达到下半圈的滚动体全部受载。因此,在安装这类轴承时,不能有较大的轴向窜动量。

§ 13-5 滚动轴承尺寸的选择

(一) 滚动轴承的失效形式及基本额定寿命

滚动轴承的正常失效形式是滚动体或内外圈滚道上的点蚀破坏(图 13-10)。这是在安装、润滑、维护良好的条件下,由于大量重复地承受变化的接触应力所致。单个轴承,其中一个套圈或滚动体材料首次出现疲劳扩展之前,一套圈相对于另一套圈的转数称为轴承的寿命。轴承点蚀破坏后,在运转时通常会出现较强烈的振动、噪声和发热现象。

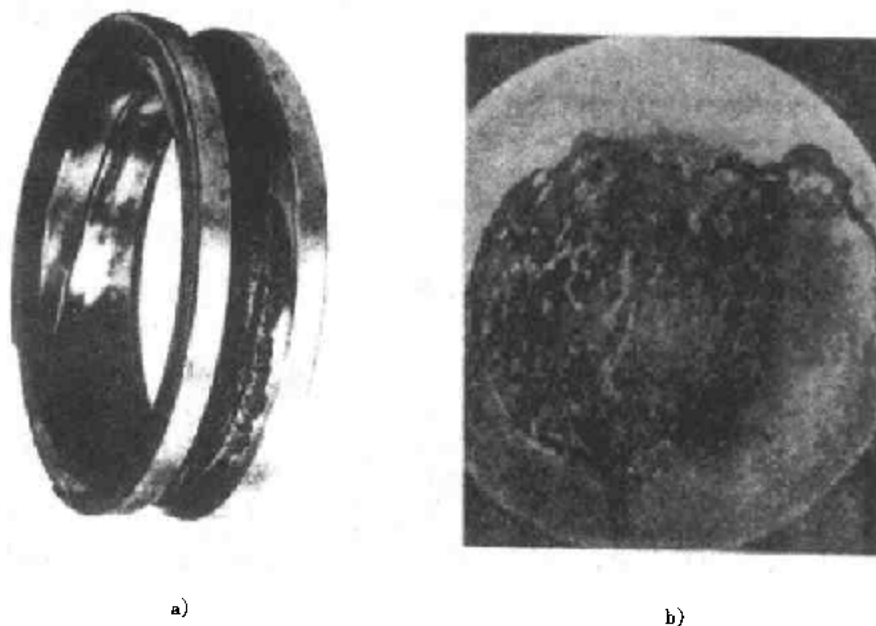


图 13-10 轴承内圈滚道和滚动体的点蚀破坏

由于制造精度、材料的均质程度等的差异,即使是同样材料、同样尺寸以及同一批生产出来的轴承,在完全相同的条件下工作,它们的寿命也会极不相同。图 13-11 为一典型的轴承寿命分布曲线。从图中可以看出,轴承的最长工作寿命与最早破坏的轴承的寿命可相差几倍,甚至几十倍。

轴承的寿命,不能以同一批试验轴承中的最长寿命或者最短寿命作为标准。因为前者过于

不安全,在实际使用中,提前破坏的可能性几乎为 100%;而后者又过于保守,使几乎 100% 的轴承都可以超过标准寿命继续工作。现在规定:一组在相同条件下运转的近于相同的轴承,其可靠度为 90% 时的寿命作为标准寿命,即按一组轴承中 10% 的轴承发生点蚀破坏,而 90% 的轴承不发生点蚀破坏前的转数(以 10^6 转为单位)或工作小时数作为轴承的寿命,并把这个寿命叫做基本额定寿命,以 L_{10} 表示。

由于基本额定寿命与破坏概率有关,所以在实际上按基本额定寿命计算而选择出的轴承中,可能有 10% 的轴承发生提前破坏;同时,也可能有 90% 的轴承超过基本额定寿命后还能继续工作,甚至相当多的轴承还能再工作一个、两个或更多个基本额定寿命期。对每一个轴承来说,它能顺利地在本基本额定寿命期内正常工作的概率为 90%,而在基本额定寿命期未达到之前即发生点蚀破坏的概率仅为 10%。在作轴承的寿命计算时,必须先根据机器的类型、使用条件及对可靠性的要求,确定一个恰当的预期计算寿命(即设计机器时所要求的轴承寿命,通常可参照机器的大修期限取定)。表 13-3 中给出了根据对机器的使用经验推荐的预期计算寿命值,可供参考采用。

除了点蚀以外,轴承还可能发生其它多种形式的失效。例如,润滑油不足使轴承烧伤;润滑油不清洁而使滚动体和滚道过度磨损;装配不当而使轴承卡死、胀破内圈、挤碎内外圈和保持架等。这些失效形式虽然是多种多样的,但一般都是可以而且应当避免的。所以不能根据这些失效形式来建立轴承的计算理论和公式。对于重要用途的轴承,可在使用中采取在线监测及故障诊断的措施,及时发现故障并更换失效的轴承。

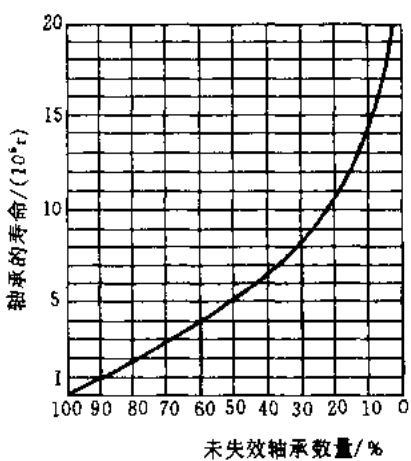


图 13-11 滚动轴承的寿命分布曲线

表 13-3 推荐的轴承预期计算寿命 L_h

机 器 类 型	预期计算寿命 L_h/h
不经常使用的仪器或设备,如闸门开闭装置等	300 ~ 3 000
短期或间断使用的机械,中断使用不致引起严重后果,如手动机械等	3 000 ~ 8 000
间断使用的机械,中断使用后果严重,如发动机辅助设备、流水作业线自动传送装置、升降机、车间吊车、不常使用的机床等	8 000 ~ 12 000
每日 8 h 工作的机械(利用率不高),如一般的齿轮传动、某些固定电动机等	12 000 ~ 20 000
每日 8 h 工作的机械(利用率较高),如金属切削机床、连续使用的起重机、木材加工机械、印刷机械等	20 000 ~ 30 000
24 h 连续工作的机械,如矿山升降机、纺织机械、泵、电机等	40 000 ~ 60 000
24 h 连续工作的机械,中断使用后果严重,如纤维生产或造纸设备、发电站主电机、矿井水泵、船舶螺旋桨轴等	100 000 ~ 200 000

(二) 滚动轴承的基本额定动载荷

轴承的寿命与所受载荷的大小有关,工作载荷越大,引起的接触应力也就越大,因而在发生点蚀破坏前所能经受的应力变化次数也就越少,亦即轴承的寿命越短。所谓轴承的基本额定动载荷,就是使轴承的基本额定寿命恰好为 10^6 r(转)时,轴承所能承受的载荷值,用字母 C 代表。这个基本额定动载荷,对向心轴承,指的是纯径向载荷,并称为径向基本额定动载荷,常用 C_r 表示;对推力轴承,指的是纯轴向载荷,并称为轴向基本额定动载荷,常用 C_a 表示;对角接触球轴承或圆锥滚子轴承,指的是使套圈间产生纯径向位移的载荷的径向分量。

不同型号的轴承有不同的基本额定动载荷值,它表征了不同型号轴承的承载特性。在轴承样本中对每个型号的轴承都给出了它的基本额定动载荷值,需要时可从轴承样本中查取。轴承的基本额定动载荷值是在大量的试验研究的基础上,通过理论分析而得出来的。

(三) 滚动轴承寿命的计算公式

对于具有基本额定动载荷 C (C_a 或 C_r) 的轴承,当它所受的载荷 P (当量动载荷,为一计算值,见下面说明)恰好为 C 时,其基本额定寿命就是 $10^6 r_0$ 。但是当所受的载荷 $P \neq C$ 时,轴承的寿命为多少? 这就是轴承寿命计算所要解决的一类问题。轴承寿命计算所要解决的另一类问题是,轴承所受的载荷等于 P ,而且要求轴承具有的预期计算寿命为 L_h ,那末,需选用具有多大的基本额定动载荷的轴承? 下面就来讨论解决上述问题的方法。

图 13-12 所示为在大量试验研究基础上得出的代号为 6207 的轴承的载荷-寿命曲线。该曲线表示这类轴承的载荷 P 与基本额定寿命 L_{10} 之间的关系。曲线上相应于寿命 $L_{10} = 1 \times 10^6 r$ 的载荷 (25.5 kN),即为 6207 轴承的基本额定动载荷 C 。其它型号的轴承,也有与上述曲线的函数规律完全一样的载荷-寿命曲线。把此曲线用公式表示为

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon \quad (13-4)$$

式中 L_{10} 的单位为 $10^6 r$ 。 ϵ 为指数。对于球轴承, $\epsilon = 3$; 对于滚子轴承, $\epsilon = 10/3$ 。

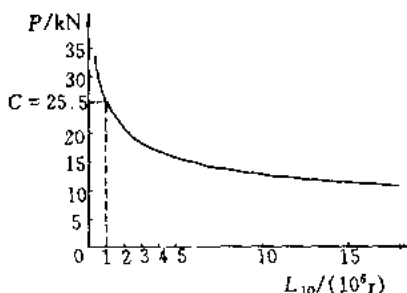


图 13-12 轴承的载荷-寿命曲线

实际计算时,用小时数表示寿命比较方便。这时可将式(13-4)改写。如令 n 代表轴承的转速(单位为 r/min),则以小时数表示的轴承寿命 L_h (单位为 h) 为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon \quad (13-5)$$

如果载荷 P 和转速 n 为已知,预期计算寿命 L_h 又已取定,则所需轴承应具有的基本额定动载荷 C (单位为 N) 可根据式(13-5)计算得出:

$$C = P \sqrt[\epsilon]{\frac{60nL_h}{10^6}} \quad (13-6)$$

在较高温度下工作的轴承(例如高于 $125^\circ C$),应该采用经过较高温度回火处理的高温轴承。由于在轴承样本中列出的基本额定动载荷值是对一般轴承而言的,因此,如果要将该数值用于高温轴承,须乘以温度系数 f_t (见表 13-4),即

$$C_t = f_t C \quad (13-7)$$

式中 C_t 为高温轴承的修正额定动载荷; C 为轴承样本所列的同一型号轴承的基本额定动载荷。这时式(13-4)、(13-5)、(13-6)变为

$$L_{10} = \left(\frac{f_t C}{P} \right)^{\epsilon} \quad (13-4a)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{P} \right)^{\epsilon} \quad (13-5a)$$

$$C = \frac{P}{f_t} \sqrt[{\epsilon}]{\frac{60nL'_h}{10^6}} \quad (13-6a)$$

表 13-4 温度系数 f_t

轴承工作温度/℃	≤120	125	150	175	200	225	250	300	350
温度系数 f_t	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.6	0.5

(四) 滚动轴承的当量动载荷

滚动轴承的基本额定动载荷是在一定的运转条件下确定的,如载荷条件为:向心轴承仅承受纯径向载荷 F_r ,推力轴承仅承受纯轴向载荷 F_a 。实际上,轴承在许多应用场合,常常同时承受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 。因此,在进行轴承寿命计算时,必须把实际载荷转换为与确定基本额定动载荷的载荷条件相一致的当量动载荷,用字母 P 表示。这个当量动载荷,对于以承受径向载荷为主的轴承,称为径向当量动载荷,常用 P_r 表示;对于以承受轴向载荷为主的轴承,称为轴向当量动载荷,常用 P_a 表示。当量动载荷 P (P_r 或 P_a) 的一般计算公式为

$$P = XF_r + YF_a \quad (13-8)$$

式中, X 、 Y 分别为径向动载荷系数和轴向动载荷系数,其值见表 13-5。

对于只能承受纯径向载荷 F_r 的轴承(如 N、NA 类轴承)

$$P = F_r \quad (13-9)$$

对于只能承受纯轴向载荷 F_a 的轴承(如 5 类轴承)

$$P = F_a \quad (13-10)$$

按式(13-8)~(13-10)求得的当量动载荷仅为—理论值。实际上,在许多支承中还会出现一些附加载荷,如冲击力、不平衡作用力、惯性力以及轴挠曲或轴承座变形产生的附加力等等,这些因素很难从理论上精确计算。为了计及这些影响,可对当量动载荷乘上一个根据经验而定的载荷系数 f_p ,其值参见表 13-6。故实际计算时,轴承的当量动载荷应为:

$$P = f_p (XF_r + YF_a) \quad (13-8a)$$

$$P = f_p F_r \quad (13-9a)$$

$$P = f_p F_a \quad (13-10a)$$

表 13-5 径向动载荷系数 X 和轴向动载荷系数 Y (摘自 2000 年版《滚动轴承产品样本》)

轴承类型		相对轴向载荷		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		判断系数 e
名称	代号	$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	F_a/C_0	X	Y	X	Y	
双列角接触球轴承	00000	—	—	1	0.78	0.63	1.24	0.8
调心球轴承	10000	—	—	1	(Y_1)	0.65	(Y_2)	(e)
调心滚子轴承	20000	—	—	1	(Y_1)	0.67	(Y_2)	(e)
推力调心滚子轴承	29000	—	—	1	1.2	1	1.2	—
圆锥滚子轴承	30000	—	—	1	0	0.4	(Y)	(e)
双列圆锥滚子轴承	350000	—	—	1	(Y_1)	0.67	(Y_2)	(e)
深沟球轴承	60000	0.172	—	1	0	0.56	2.30	0.19
		0.345					1.99	0.22
		0.689					1.71	0.26
		1.030					1.55	0.28
		1.380					1.45	0.30
		2.070					1.31	0.34
		3.450					1.15	0.38
		5.170					1.04	0.42
		6.890					1.00	0.44
角接触球轴承	70000C $\alpha = 15^\circ$	—	0.015	1	0	0.44	1.47	0.38
			0.029				1.40	0.40
			0.058				1.30	0.43
			0.087				1.23	0.46
			0.120				1.19	0.47
			0.170				1.12	0.50
			0.290				1.02	0.55
			0.440				1.00	0.56
			0.580				1.00	0.56
	70000AC $\alpha = 25^\circ$	—	—	1	0	0.41	0.87	0.68
	70000B $\alpha = 40^\circ$	—	—	1	0	0.35	0.57	1.14

注:1) f_0 为与轴承零件的几何形状、制造精度及材料性质等有关的系数(对深沟球轴承为径向接触系数 f_{0r}),其值可在已知轴承的基本额定径向静载荷 C_{0r} 、滚动体的列数 i 、每列滚动体数 z 、滚动体直径 D_w 等后,由 $f_{0r} = C_{0r}/izD_w^2$ 来计算。但在选择轴承时,这些数据均为未知,为了便于教学,本书在计算中,粗略地对深沟球轴承取常用轴承的近似平均值 $f_0 = 14.7$ 。按此选择出的轴承 C 值,误差大多在容许的范围内。具体选择轴承时, f_0 值可查 GB/T 4662—1993。

2) C_0 是轴承基本额定静载荷; α 是接触角。

3) 表中括号内的系数 Y 、 Y_1 、 Y_2 和 e 的详值应查轴承手册,对不同型号的轴承,有不同的值。

4) 深沟球轴承的 X 、 Y 值仅适用于 0 组游隙的轴承,对应其它轴承组的 X 、 Y 值可查轴承手册。

5) 对于深沟球轴承和角接触球轴承,先根据算得的相对轴向载荷的值查出对应的 e 值,然后再得出相应的 X 、 Y 值。对于表中未列出的相对轴向载荷值,可按线性插值法求出相应的 e 、 X 、 Y 值。

6) 两套相同的角接触球轴承可在同一支点上“背对背”、“面对面”或“串联”安装作为一个整体使用,这种轴承可由生产厂选配组合成套提供,其基本额定动载荷及 X 、 Y 系数可查轴承手册。

表 13-6 载荷系数 f_p

载荷性质	f_p	举 例
无冲击或轻微冲击	1.0 ~ 1.2	电机、汽轮机、通风机、水泵等
中等冲击或中等惯性力	1.2 ~ 1.8	车辆、动力机械、起重机、造纸机、冶金机械、选矿机、卷扬机、机床等
强大冲击	1.8 ~ 3.0	破碎机、轧钢机、钻探机、振动筛等

(五) 角接触球轴承和圆锥滚子轴承的径向载荷 F_r 与轴向载荷 F_a 的计算

角接触球轴承和圆锥滚子轴承承受径向载荷时,要产生派生的轴向力,为了保证这类轴承正常工作,通常是成对使用的,如图 13-13 所示,图中表示了两种不同的安装方式。

在按式(13-8a)计算各轴承的当量动载荷 P 时,其中的径向载荷 F_r 即为由外界作用到轴上的径向力 F_{re} 在各轴承上产生的径向载荷;但其中的轴向载荷 F_a 并不完全由外界的轴向作用力 F_{ae} 产生,而是应该根据整个轴上的轴向载荷(包括因径向载荷 F_r 产生的派生轴向力 F_{d1})之间的平衡条件得出。下面来分析这个问题。

根据力的径向平衡条件,很容易由外界作用到轴上的径向力 F_{re} 计算出两个轴承上的径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} ,当 F_{re} 的大小及作用位置固定时,径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} 也就确定了。由 F_{r1} 、 F_{r2} 派生的轴向力 F_{d1} 、 F_{d2} 的大小可按照表 13-7 中的公式计算。计算所得的 F_d 值,相当于正常的安装情况,即大致相当于下半圈的滚动体全部受载(轴承实际的工作情况不允许比这样更坏)。

表 13-7 约有半数滚动体接触时派生轴向力 F_d 的计算公式

圆锥滚子轴承	角接触球轴承		
	70000C($\alpha = 15^\circ$)	70000AC($\alpha = 25^\circ$)	70000B($\alpha = 40^\circ$)
$F_d = F_r / (2Y)^{\text{①}}$	$F_d = eF_r^{\text{②}}$	$F_d = 0.68F_r$	$F_d = 1.14F_r$

注:① Y 是对应表 13-5 中 $F_a/F_r > e$ 的 Y 值;

② e 值由表 13-5 查出。

如图 13-13 所示,把派生轴向力的方向与外加轴向载荷 F_{ae} 的方向一致的轴承标为 2,另一端标为轴承 1。取轴和与其相配合的轴承内圈为分离体,如达到轴向平衡时,应满足

$$F_{ae} + F_{d2} = F_{d1}$$

如果按表 13-7 中的公式求得的 F_{d1} 和 F_{d2} 不满足上面的关系式时,就会出现下面两种情况:

当 $F_{ae} + F_{d2} > F_{d1}$ 时,则轴有向左窜动的趋势,相当于轴承 1 被“压紧”,轴承 2 被“放松”,但实际上轴必须处于平衡位置(即轴承座必然要通过轴承元件施加一个附加的轴向力来阻止轴的窜动),所以被“压紧”的轴承 1 所受的总轴向力 F_{a1} 必须与 $F_{ae} + F_{d2}$ 相平衡,即

$$F_{a1} = F_{ae} + F_{d2} \quad (13-11a)$$

而被“放松”的轴承 2 只受其本身派生的轴向力 F_{d2} ,即

$$F_{a2} = F_{d2} \quad (13-11b)$$

当 $F_{ae} + F_{d2} < F_{d1}$ 时,同前理,被“放松”的轴承 1 只受其本身派生的轴向力 F_{d1} ,即

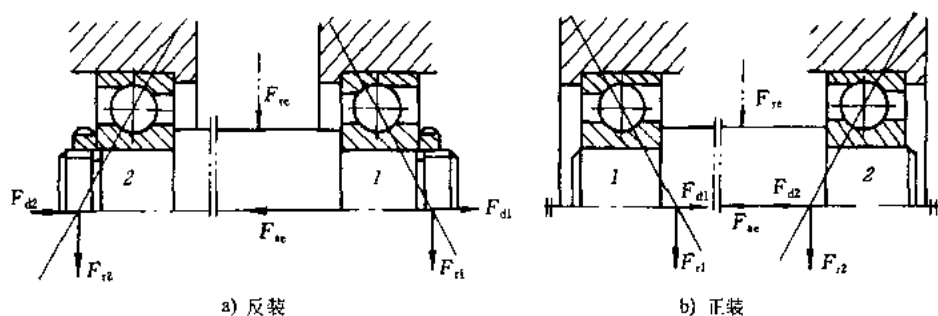


图 13-13 角接触球轴承轴向载荷的分析

$$F_{a1} = F_{d1} \quad (13-12a)$$

而被“压紧”的轴承 2 所受的总轴向力为

$$F_{a2} = F_{d1} - F_{ae} \quad (13-12b)$$

综上所述,计算角接触球轴承和圆锥滚子轴承所受轴向力的方法可以归结为:先通过派生轴向力及外加轴向载荷的计算与分析,判定被“放松”或被“压紧”的轴承;然后确定被“放松”轴承的轴向力仅为本身派生的轴向力,被“压紧”轴承的轴向力则为除去本身派生的轴向力后其余各轴向力的代数和。

轴承反力的径向分力在轴心线上的作用点叫轴承的压力中心。图 13-13a、b 两种安装方式,对应两种不同的压力中心的位置。但当两轴承支点间的距离不是很小时,常以轴承宽度中点作为支点反力的作用位置,这样计算起来比较方便,且误差也不大。

(六) 不稳定载荷和不稳定转速时轴承的寿命计算

对于像金属切削机床、起重机等机械中的轴承来说,工作载荷和转速都是在频繁地改变着的。此时,应根据不稳定变应力时的疲劳损伤累积理论求出轴承的计算载荷 P_m 及计算转速 n_m ,然后利用式(13-5)进行计算。

轴承的载荷-寿命曲线的解析式 $L_{10} = (C/P)^6$ 可以写为

$$P^6 L_{10} = C^6 = K \quad (a)$$

现设轴承顺次地在当量动载荷 P_1, P_2, \dots, P_s 下工作,其相应的转速为 n_1, n_2, \dots, n_s ,轴承在每种工作状态下的运转时间与总运转时间之比为 q_1, q_2, \dots, q_s 。此时,可以按以下方式导出计算载荷 P_m 及计算转速 n_m 的公式。

为了避免符号相混淆,此处分别用 z'_i 及 z_i 表示轴承在 P_i 作用下实际的载荷循环次数及达到极限值时所需的载荷循环次数,根据疲劳损伤累积理论,在寿命达到极限状态时,应有

$$\sum_{i=1}^s \frac{z'_i}{z_i} = 1 \quad (b)$$

假定轴承在 P_1, P_2, \dots, P_s 作用下总共工作了 H 时间后,元件寿命达到了极限状态,则轴承失效前在 P_i 作用下的实际载荷循环次数可按下式计算:

$$z'_i = n_i q_i H \quad (c)$$

这时如将所有载荷作用次数的总和记为 z_m ,则

$$z_m = n_1 q_1 H + n_2 q_2 H + \dots + n_s q_s H = (n_1 q_1 + n_2 q_2 + \dots + n_s q_s) H = n_m H \quad (d)$$

这里 $n_m = n_1 q_1 + n_2 q_2 + \dots + n_s q_s$,称为计算转速,相当于转速的平均值。

假定用一个相当的载荷 P_m 来代替所有载荷的作用,并在作用 z_m 次后,轴承达到极限状态,则按式(a)得

$$P_m^* z_m = P_i^* z_i \quad (e)$$

即

$$z_i = \left(\frac{P_m}{P_i} \right)^{\epsilon} z_m \quad (f)$$

将式(c)、(d)、(f)代入式(b),则得

$$\sum_{i=1}^j \frac{n_i q_i H}{\left(\frac{P_m}{P_i} \right)^{\epsilon} z_m} = \sum_{i=1}^j \frac{P_i^{\epsilon} n_i q_i}{P_m^{\epsilon} n_m} = 1$$

经变换后,得

$$P_m = \left(\frac{\sum_{i=1}^j n_i q_i P_i^{\epsilon}}{n_m} \right)^{1/\epsilon} \quad (13-13)$$

而

$$n_m = \sum_{i=1}^j n_i q_i \quad (13-14)$$

将式(13-13)及(13-14)代入式(13-5),得寿命计算公式为

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_m} \left(\frac{C}{P_m} \right)^{\epsilon} \quad (13-15)$$

式中 L_h 的单位为 h,其余各符号的意义和单位同前。

(七) 滚动轴承的静载荷

上面说过,轴承的正常失效形式是点蚀破坏。但是,对于那些在工作载荷下基本上不旋转的轴承(例如起重机吊钩上用的推力轴承),或者慢慢地摆动以及转速极低的轴承,如果还是按照点蚀破坏来选择轴承的尺寸,那就不符合轴承的实际失效形式了。因为在这些情况下,如果滚动接触面上的接触应力过大,将产生永久性的过大的凹坑(即材料表面发生了不允许的永久变形)才是轴承的失效形式。所以这时应按轴承的静强度来选择轴承的尺寸。为此,必须对每个型号的轴承规定一个不能超过的外载荷界限。GB/T 4662—1993 规定,使受载最大的滚动体与滚道接触中心处引起的接触应力达到一定值(对于向心球轴承为 4 200 MPa)的载荷,作为轴承静强度的界限^①,称为**基本额定静载荷**,用 C_0 (C_{0r} 或 C_{0a}) 表示。实践证明,在上述接触应力作用下所产生的永久接触变形量,除了对那些要求转动灵活性高和振动低的轴承外,一般不会影响其正常工作。

轴承样本中列有各型号轴承的基本额定静载荷值,以供选择轴承时查用。

轴承上作用的径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a ,应折合成一个当量静载荷 P_0 ,即

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (13-16)$$

式中 X_0 及 Y_0 分别为当量静载荷的径向载荷系数和轴向载荷系数,其值可查轴承手册。

按轴承静载能力选择轴承的公式为

$$C_0 \geq S_0 P_0 \quad (13-17)$$

式中 S_0 称为轴承静强度安全系数。 S_0 的值取决于轴承的使用条件,当要求轴承转动很平稳时,则 S_0 应取大于 1,以尽量避免轴承滚动表面的局部塑性变形量过大;当对轴承转动平稳要求不高,又无冲击载荷,或轴承仅作摆动运动时,则 S_0 可取 1 或小于 1,以尽量使轴承在保证正常运行条件下发挥最大的静载能力。 S_0 的选择可参考表 13-8。

① ISO 已提出采用许用接触应力的方法进行校核计算,ISO 76:1987 给出的计算公式及许用接触应力值见[48]。

表 13-8 静强度安全系数 S_0 [48]

旋 转 条 件	载 荷 条 件	S_0	使 用 条 件	S_0
连续旋转轴承	普通载荷	1~2	高精度旋转场合	1.5~2.5
	冲击载荷	2~3	振动冲击场合	1.2~2.5
不常旋转及作摆动运动的轴承	普通载荷	0.5	普通旋转精度场合	1.0~1.2
	冲击及不均匀载荷	1~1.5	允许有变形量	0.3~1.0

(八) 不同可靠度时滚动轴承尺寸的选择

前已说明,样本中所列的基本额定动载荷是在不破坏的概率(即可靠度)为 90% 时的数据。但在实用中,由于使用轴承的各类机械的要求不同,对轴承可靠度的要求也就随之不同。为了把样本中的基本额定动载荷值用于可靠度要求不等于 90% 的情况,须引入寿命修正系数 a_1 ,于是修正额定寿命为

$$L_n = a_1 L_{10} \quad (13-18)$$

其中: L_{10} ——可靠度为 90% (破坏概率为 10%) 时的寿命,即基本额定寿命,按式(13-5)计算;

a_1 ——可靠度不为 90% 时的额定寿命修正系数,其值见表 13-9。

表 13-9 可靠度不为 90% 时的额定寿命修正系数 a_1 (GB/T 6391—1995)

可靠度/%	90	95	96	97	98	99
L_n	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
a_1	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

将式(13-5)代入式(13-18),得

$$L_n = \frac{10^6 a_1}{60 n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon} \quad (13-19)$$

式中修正额定寿命 L_n 的单位为 h。

当给定可靠度以及在该可靠度下的寿命 L_n (单位为 h) 时,可以利用下式计算所需的基本额定动载荷 C :

$$C = P \left(\frac{60 L_n n}{10^6 a_1} \right)^{\frac{1}{\epsilon}} \quad (13-19a)$$

§ 13-6 轴承装置的设计

要想保证轴承顺利工作,除了正确选择轴承类型和尺寸外,还应正确设计轴承装置。轴承装置的设计主要是正确解决轴承的安装、配置、紧固、调节、润滑、密封等问题。下面提出一些设计中的注意要点以供参考。

(一) 支承部分的刚性和同心度

轴和安装轴承的外壳或轴承座,以及轴承装置中的其它受力零件,必须有足够的刚性,因为这些零件的变形都要阻滞滚动体的滚动而使轴承提前损坏。外壳及轴承座孔壁均应有足够的厚

度,壁板上的轴承座的悬臂应尽可能地缩短,并用加强肋来增强支承部位的刚性(参看图7-7a)。如果外壳是用轻合金或非金属制成的,安装轴承处应采用钢或铸铁制的套杯(参看图13-20)。

对于一根轴上两个支承的座孔,必须尽可能地保持同心,以免轴承内外圈间产生过大的偏斜。最好的办法是采用整体结构的外壳,并把安装轴承的两个孔一次镗出。如在一根轴上装有不同尺寸的轴承时,外壳上的轴承孔仍应一次镗出,这时可利用衬筒来安装尺寸较小的轴承。当两个轴承孔分在两个外壳上时,则应把两个外壳组合在一起进行镗孔。

(二) 轴承的配置

一般来说,一根轴需要两个支点,每个支点可由一个或一个以上的轴承组成。合理的轴承配置应考虑轴在机器中有正确的位置、防止轴向窜动以及轴受热膨胀后不致将轴承卡死等因素。常用的轴承配置方法有以下三种:

1. 双支点各单向固定

这种轴承配置常用两个反向安装的角接触球轴承或圆锥滚子轴承,两个轴承各限制一个方向的轴向移动,如图13-14、图13-15所示。安装时,通过调整轴承外圈(图13-14)或内圈(图13-15)的轴向位置,可使轴承达到理想的游隙或所要求的预紧程度。图13-14和图13-15所示的结构均为悬臂支承的小锥齿轮轴。从图中可看出,在支承距离 b 相同的条件下,压力中心间的距离,图13-14中为 L_1 ,图13-15中为 L_2 ,且 $L_1 < L_2$,故前者悬臂较长,支承刚性较差。在受热变形方面,因运转时轴的温度一般高于外壳的温度,轴的轴向和径向热膨胀将大于外壳的热膨胀,这时图13-14的结构中减小了预调的间隙,可能导致卡死,而图13-15的结构可以避免这种情况发生。

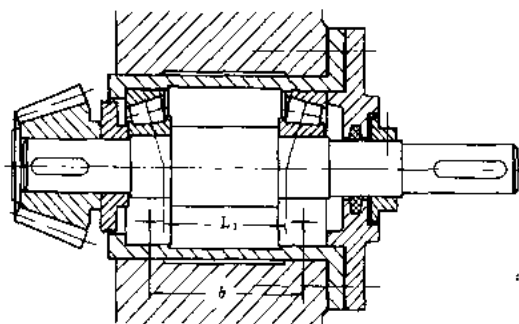


图 13-14 小锥齿轮轴支承结构之一

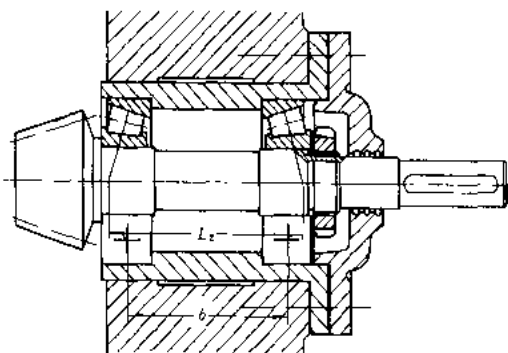


图 13-15 小锥齿轮轴支承结构之二

深沟球轴承也可用于双支点各单向固定的支承,如图13-16所示。这种轴承在安装时,通过调整端盖端面与外壳之间垫片的厚度,使轴承外圈与端盖之间留有很小的轴向间隙,以适当补偿轴受热伸长。由于轴向间隙的存在,这种支承不能作精确的轴向定位。由于轴向间隙不能过大(避免在交变的轴向力作用下轴来回窜动),因此这种支承不能用于工作温度较高的场合。

2. 一支点双向固定,另一端支点游动

对于跨距较大(如大于350 mm)且工作温度较高的轴,其热伸长量大,应采用一支点双向固定,另一支点游动的支承结构。作为固定支承的轴承,应能承受双向轴向载荷,故内外圈在轴上都要固定。作为补偿轴的热膨胀的游动支承,若使用的是内外圈不可分离型轴承,只需固定内圈,其外圈在座孔内应可以轴向游动,如图13-17所示;若使用的是可分离型的圆柱滚子轴承或

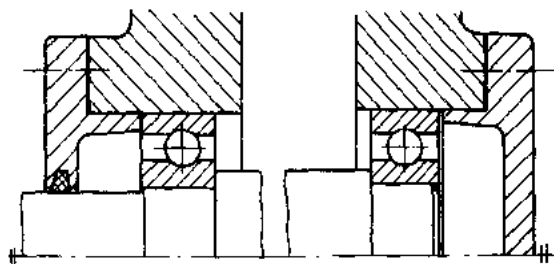


图 13-16 采用深沟球轴承的双支点各单向固定

滚针轴承,则内外圈都要固定,如图 13-18 所示。当轴向载荷较大时,作为固定的支点可以采用向心轴承和推力轴承组合在一起的结构,如图 13-19 所示;也可以采用两个角接触球轴承(或圆锥滚子轴承)“背对背”或“面对面”组合在一起的结构,如图 13-20 所示(左端两轴承“面对面”安装)。

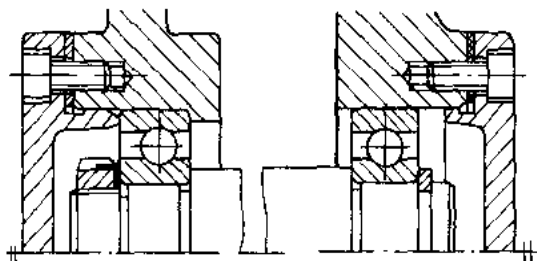


图 13-17 一端固定,另一端游动支承方案之一

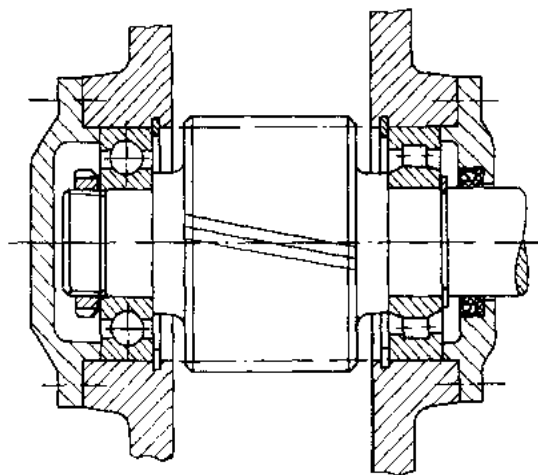


图 13-18 一端固定,另一端游动支承方案之二

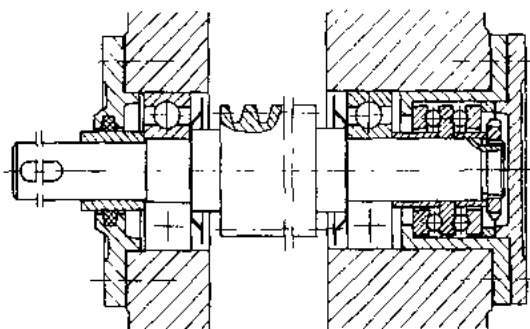


图 13-19 一端固定,另一端游动支承方案之三

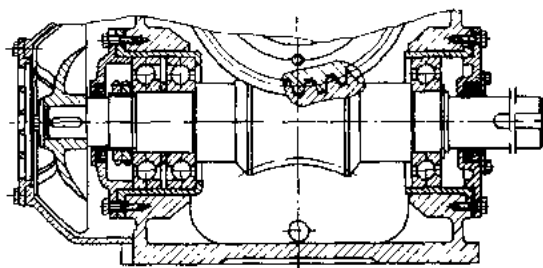


图 13-20 一端固定,另一端游动支承方案之四

3. 两端游动支承

对于一对人字齿轮轴,由于人字齿轮本身的相互轴向限位作用,它们的轴承内外圈的轴向紧

固应设计成只保证其中一根轴相对机座有固定的轴向位置,而另一根轴上的两个轴承都必须是游动的,以防止齿轮卡死或人字齿的两侧受力不均匀。

(三) 滚动轴承的轴向紧固

滚动轴承轴向紧固的方法很多,内圈紧固的常用方法有:1) 用轴用弹性挡圈嵌在轴的沟槽内,主要用于轴向力不大及转速不高时(图 13-21a);2) 用螺钉固定的轴端挡圈紧固,可用于在高转速下承受大的轴向力(图 13-21b);3) 用圆螺母和止动垫圈紧固,主要用于轴承转速高、承受较大的轴向力的情况(图 13-21c);4) 用紧定衬套、止动垫圈和圆螺母紧固,用于光轴上的、轴向力和转速都不大的、内圈为圆锥孔的轴承(参看图 13-5)。内圈的另一端常以轴肩作为定位面。为了便于轴承拆卸,轴肩的高度应低于轴承内圈的厚度。

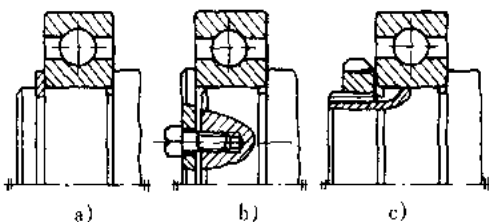


图 13-21 内圈轴向紧固的常用方法

外圈轴向紧固的常用方法有:1) 用嵌入外壳沟槽内的孔用弹性挡圈紧固,用于轴向力不大且需减小轴承装置的尺寸时(图 13-22a);2) 用轴用弹性挡圈嵌入轴承外圈的止动槽内紧固,用于带有止动槽的深沟球轴承,当外壳不便设凸肩且外壳为剖分式结构时(图 13-22b);3) 用轴承盖紧固,用于高转速及很大轴向力时的各类向心、推力和向心推力轴承(图 13-22c);4) 用螺纹环紧固,用于轴承转速高、轴向载荷大,而不适于使用轴承盖紧固的情况(图 13-22d)。

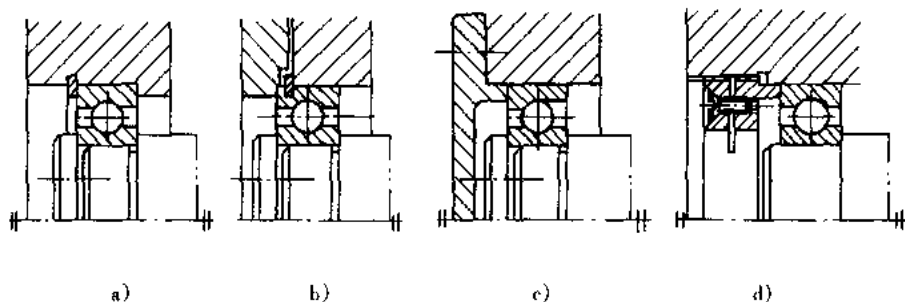


图 13-22 外圈轴向紧固常用的方法

(四) 轴承游隙及轴上零件位置的调整

前面图 13-14、图 13-19 中的右支点及图 13-20 中的左支点,轴承的游隙和预紧是靠端盖下的垫片来调整的,这样比较方便。而图 13-15 中的结构,轴承的游隙是靠轴上的圆螺母来调整的,操作不甚方便;更为不利的是必须在轴上制出应力集中严重的螺纹,削弱了轴的强度。

锥齿轮或蜗杆在装配时,通常需要进行轴向位置的调整。为了便于调整,可将确定其轴向位置的轴承装在一个套杯中(参看图 13-14 和 13-15 中的圆锥滚子轴承,图 13-19 中的双向推力球轴承,图 13-20 中的两个角接触球轴承),套杯则装在外壳孔中。通过增减套杯端面与外壳之间垫片的厚度,即可调整锥齿轮或蜗杆的轴向位置。

(五) 滚动轴承的配合

轴承的配合是指内圈与轴颈及外圈与外壳孔的配合。轴承的内、外圈,按其尺寸比例一般可

认为是薄壁零件,容易变形。当它装入外壳孔或装到轴上后,其内、外圈的不圆度,将受到外壳孔及轴颈形状的影响。因此,除了对轴承的内、外径规定了直径公差外,还规定了平均内径和平均外径(用 d_m 或 D_m 表示)的公差,后者相当于轴承在正确制造的轴上或外壳孔中装配后,它的外径或内径的尺寸公差。标准规定,0、6、5、4、2 各公差等级的轴承的内径 d_m 和 外径 D_m 的公差带均为单向制,而且统一采用上偏差为零,下偏差为负值的分布(图 13-23)。详细内容见有关标准。

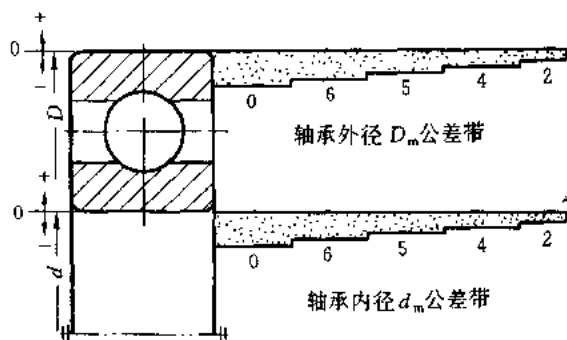


图 13-23 轴承内、外径公差带的分布

滚动轴承是标准件,为使轴承便于互换和大量生产,轴承内孔与轴的配合采用基孔制,即以轴承内孔的尺寸为基准;轴承外径与外壳孔的配合采用基轴制,即以轴承的外径尺寸为基准。与内圈相配合的轴的公差带以及与外圈相配合的外壳孔的公差带,均按圆柱公差与配合的国家标准选取。由于 d_m 的公差带在零线之下,而圆柱公差标准中基准孔的公差带在零线之上,所以轴承内圈与轴的配合比圆柱公差标准中规定的基孔制同类配合要紧得多。图 13-24 中表示了滚动轴承配合和它的基准面(内圈内径,外圈外径)偏差与轴颈或座孔尺寸偏差的相对关系。由图中可以看出,对轴承内孔与轴的配合而言,圆柱公差标准中的许多过渡配合在这里实际成为过盈配合,而有的间隙配合,在这里实际变为过渡配合。轴承外圈与外壳孔的配合与圆柱公差标准中规定的基轴制同类配合相比较,配合性质的类别基本一致,但由于轴承外径的公差值较小,因而配合也较紧。

轴承配合种类的选取,应根据轴承的类型和尺寸、载荷的大小和方向以及载荷的性质等来决定。正确选择的轴承配合应保证轴承正常运转,防止内圈与轴、外圈与外壳孔在工作时发生相对转动。一般地说,当工作载荷的方向不变时,转动圈应比不动圈有更紧一些的配合,因为转动圈承受旋转的载荷,而不动圈承受局部的载荷。当转速愈高、载荷愈大和振动愈强烈时,则应选用愈紧的配合。当轴承安装于薄壁外壳或空心轴上时,也应采用较紧的配合。但是过紧的配合是不利的,这时可能因内圈的弹性膨胀和外圈的收缩而使轴承内部的游隙减小甚至完全消失,也可能由于相配合的轴和座孔表面的不规则形状或不均匀的刚性而导致轴承内外圈不规则的变形,这些都将破坏轴承的正常工作。过紧的配合还会使装拆困难,尤其对于重型机械。

对开式的外壳与轴承外圈的配合,宜采用较松的配合。当要求轴承的外圈在运转中能沿轴向游动时,该外圈与外壳孔的配合也应较松,但不应让外圈在外壳孔内可以转动。过松的配合对

提高轴承的旋转精度、减少振动是不利的。

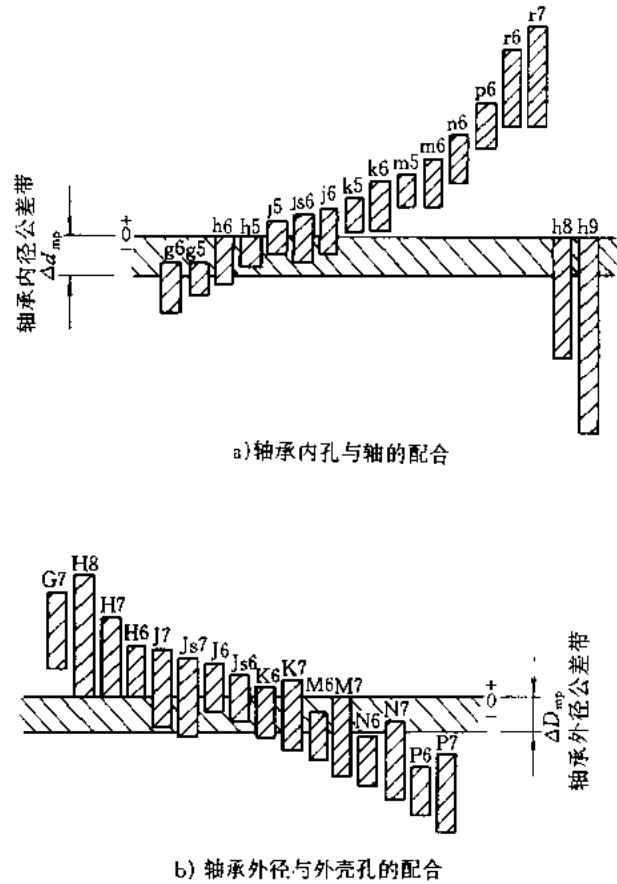


图 13-24 滚动轴承与轴及与外壳孔的配合

如果机器工作时有较大的温度变化,那么,工作温度将使配合性质发生变化。轴承运转时,对于一般工作机械来说,套圈的温度常高于其相邻零件的温度。这时,轴承内圈可能因热膨胀而与轴松动,外圈可能因热膨胀而与外壳孔胀紧,从而可能使原来需要外圈有轴向游动性能的支承丧失游动性。所以,在选择配合时必须仔细考虑轴承装置各部分的温差和其热传导的方向。

以上介绍了选择轴承配合的一般原则,具体选择时可结合机器的类型和工作情况,参照同类机器的使用经验进行。各类机器所使用的轴承配合以及各类配合的配合公差、配合表面粗糙度和几何形状允许偏差等资料可查阅有关设计手册。

(六) 滚动轴承的预紧

为了提高轴承的旋转精度,增加轴承装置的刚性,减小机器工作时轴的振动,常采用预紧的滚动轴承。例如机床的主轴轴承,常用预紧来提高其旋转精度与轴向刚度。

所谓预紧,就是在安装时用某种方法在轴承中产生并保持一轴向力,以消除轴承中的轴向游隙,并在滚动体和内、外圈接触处产生初变形。预紧后的轴承受到工作载荷时,其内、外圈的径向及轴向相对移动量要比未预紧的轴承大大地减少。

常用的预紧装置有:1) 夹紧一对圆锥滚子轴承的外圈而预紧(图 13-25a);2) 用弹簧预紧,

可以得到稳定的预紧力(图 13-25b);3) 在一对轴承中间装入长度不等的套筒而预紧,预紧力可由两套筒的长度差控制(图 13-25c),这种装置刚性较大;4) 夹紧一对磨窄了的外圈而预紧(图 13-25d);反装时可磨窄内圈并夹紧。这种特制的成对安装角接触球轴承,可由生产厂选配组合成套提供。在滚动轴承样本中可以查到不同型号的成对安装角接触球轴承的预紧载荷值及相应的内圈或外圈的磨窄量。

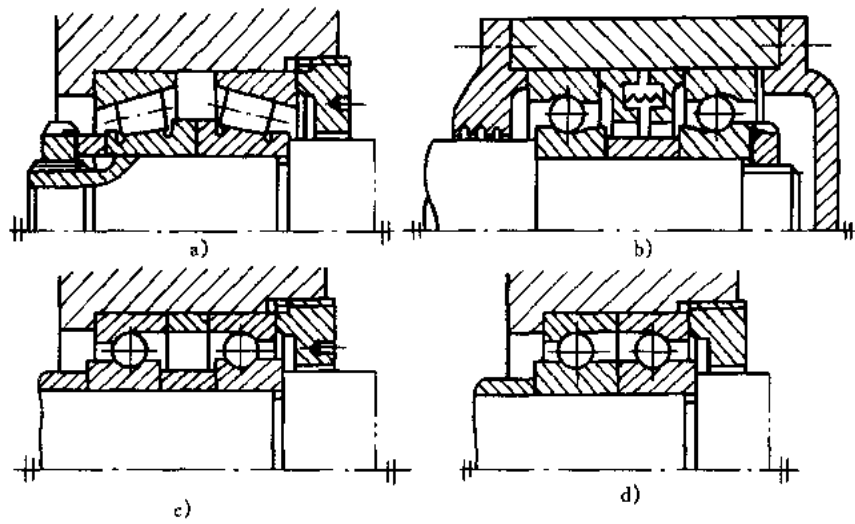


图 13-25 轴承的预紧结构

(七) 滚动轴承的润滑

润滑对于滚动轴承具有重要意义,轴承中的润滑剂不仅可以降低摩擦阻力,还可以起着散热、减小接触应力、吸收振动、防止锈蚀等作用。

轴承常用的润滑方式有油润滑及脂润滑两类。此外,也有使用固体润滑剂润滑的。选用哪一类润滑方式,这与轴承的速度有关,一般用滚动轴承的 dn 值(d 为滚动轴承内径,单位为 mm ; n 为轴承转速,单位为 r/min)表示轴承的速度大小。适用于脂润滑和油润滑的 dn 值界限列于表 13-10 中,可作为选择润滑方式时的参考。

表 13-10 适用于脂润滑和油润滑的 dn 值界限(表值 $\times 10^4$) mm·r/min

轴承类型	脂润滑	油 润 滑			
		油 浴	滴 油	循环油(喷油)	油 雾
深沟球轴承	16	25	40	60	> 60
调心球轴承	16	25	40	50	
角接触球轴承	16	25	40	60	> 60
圆柱滚子轴承	12	25	40	60	> 60
圆锥滚子轴承	10	16	23	30	

表 13 - 10(完)

轴承类型	脂润滑	油 润 滑			
		油 浴	滴 油	循环油(喷油)	油 雾
调心滚子轴承	8	12	20	25	
推力球轴承	4	6	12	15	

1. 脂润滑

润滑脂的润滑膜强度高,能承受较大的载荷,不易流失,容易密封,一次加脂可以维持相当长的一段时间。对于那些不便经常添加润滑剂的地方,或那些不允许润滑油流失而致污染产品的工业机械来说,这种润滑方式十分适宜。但它只适用于较低的 dn 值。滚动轴承的装脂量一般为轴承内部空间容积的 $1/3 \sim 2/3$ 。

润滑脂的主要性能指标为锥入度和滴点(参看 § 4 - 3)。轴承的 dn 值大、载荷小时,应选锥入度较大的润滑脂;反之,应选用锥入度较小的润滑脂。此外,轴承的工作温度应比润滑脂的滴点低,对于矿物油润滑脂,应低 $10 \sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;对于合成润滑脂,应低 $20 \sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

2. 油润滑

在高速高温的条件下,通常采用油润滑。润滑油的主要性能指标是粘度,转速越高,应选用粘度越低的润滑油;载荷越大,应选用粘度越高的润滑油。根据工作温度及 dn 值,参考图 13 - 26,可选出润滑油应具有粘度值,然后按粘度值从润滑油产品目录中选出相应的润滑油牌号。

油润滑时,常用的润滑方法有下列几种:

1) 油浴润滑 把轴承局部浸入润滑油中,当轴承静止时,油面应不高于最低滚动体的中心(图 13 - 27)。这个方法不适于高速,因为搅动油液剧烈时要造成很大的能量损失,以致引起油液和轴承的严重过热。

2) 滴油润滑 适用于需要定量供应润滑油的轴承部件,滴油量应适当控制,过多的油量将引起轴承温度的增高。为使滴油通畅,常使用粘度较小的全损耗系统用油 L - AN15。

3) 飞溅润滑 这是一般闭式齿轮传动装置中的轴承常用的润滑方法,即利用齿轮的转动把润滑齿轮的油甩到四周壁面上,然后通过适当的沟槽把油引入轴承中去。这类润滑方法所用装置的结构形式较多,可参考现有机器的使用经验来进行设计。

4) 喷油润滑 适用于转速高,载荷大,要求润滑可靠的轴承。用油泵将润滑油增压,通过油管或机体上特制的油孔,经喷嘴将油喷射到轴承中去;流过轴承后的润滑油,经过过滤冷却后再循环使用。为了保证油能进入高速转动的轴承,喷嘴应对准内圈和保持架之间的间隙。

5) 油雾润滑 当轴承滚动体的线速度很高(如 $dn \geq 6 \times 10^5 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$)时,常采用油雾润滑,以避免其它润滑方法由于供油过多,油的内摩擦增大而增高轴承的工作温度。润滑油在油雾发生器中变成油雾,其温度较液体润滑油的温度低,这对冷却轴承来说也是有利的。但润滑轴承的油雾,可能部分地随空气散逸,要污染环境。故在必要时,宜用油气分离器来收集油雾,或者采用通风装置来排除废气。

3. 固体润滑

在一些特殊条件下,如果使用脂润滑和油润滑达不到可靠的润滑要求时,则可采用固体润滑方法。例如在高温中使用的轴承(如工业焙烧炉车用轴承)、真空环境中工作的轴承等等。常用

的固体润滑方法有：

- 1) 用粘接剂将固体润滑剂粘接在滚道和保持架上；
- 2) 把固体润滑剂加入工程塑料和粉末冶金材料中,制成有自润滑性能的轴承零件；
- 3) 用电镀、高频溅射、离子镀层、化学沉积等技术使固体润滑剂或软金属(金、银、铜、铅等)在轴承零件摩擦表面形成一层均匀致密的薄膜。

最常用的固体润滑剂有二硫化钼、石墨和聚四氟乙烯等。

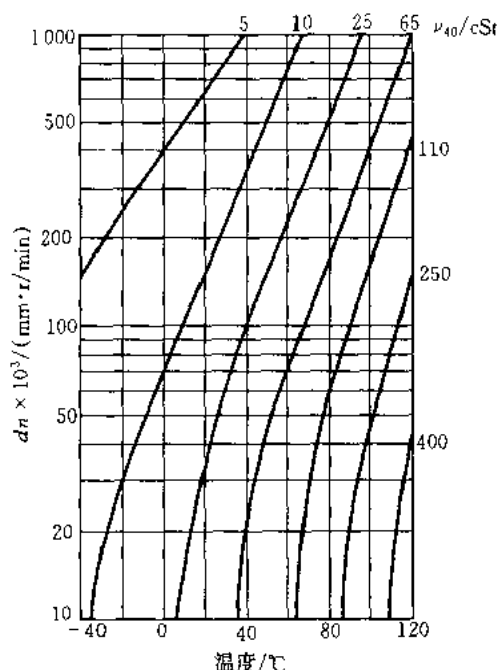


图 13-26 润滑油选择用线图

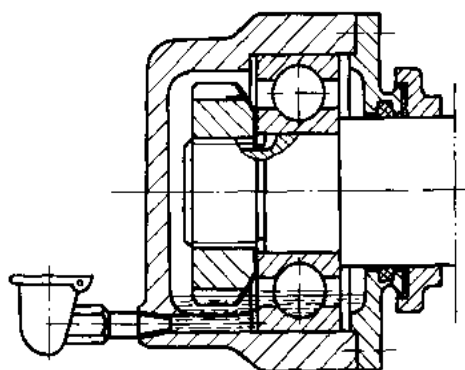


图 13-27 油浴润滑

(八) 滚动轴承的密封装置

轴承的密封装置是为了阻止灰尘、水、酸气和其它杂物进入轴承,并阻止润滑剂流失而设置的。密封装置可分为接触式及非接触式两大类。

1. 接触式密封

在轴承盖内放置软材料与转动轴直接接触而起密封作用。常用的软材料有毛毡、橡胶、皮革、软木等,或者放置减摩性好的硬质材料(如加强石墨、青铜、耐磨铸铁等)与转动轴直接接触以进行密封。下面是几种常用的结构形式。

1) 毡圈油封 在轴承盖上开出梯形槽,将毛毡按标准制成环形(尺寸不大时)或带形(尺寸较大时),放置在梯形槽中以与轴密合接触(图 13-28a);或者在轴承盖上开缺口放置毡圈油封,然后用另外一个零件压在毡圈油封上,以调整毛毡与轴的密合程度(图 13-28b),从而提高密封效果。这种密封主要用于脂润滑的场合,它的结构简单,但摩擦较大,只用于滑动速度小于 4~5 m/s 的地方。与毡圈油封相接触的轴表面如经过抛光且毛毡质量高时,可用到滑动速度达 7~8 m/s 之处。

2) 唇形密封圈 在轴承盖中,放置一个用耐油橡胶制的唇形密封圈,靠弯折了的橡胶的弹

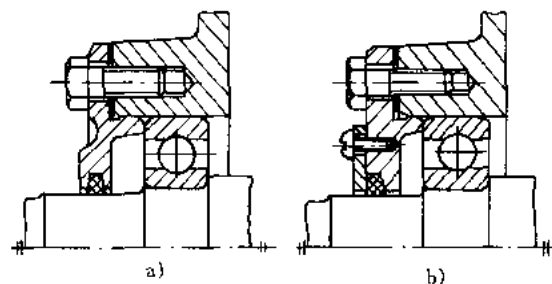


图 13-28 用毡圈油封密封

力和附加的环形螺旋弹簧的扣紧作用而紧套在轴上,以便起密封作用。有的唇形密封圈还装在一个钢套内,可与端盖较精确地装配。唇形密封圈密封唇的方向要朝向密封的部位。即如果主要是为了封油,密封唇应对着轴承(朝内);如果主要是为了防止外物浸入,则密封唇应背着轴承(朝外,图 13-29a);如果两个作用都要有,最好使用密封唇反向放置的两个唇形密封圈(图 13-29b)。它可用到接触面滑动速度小于 10 m/s (当轴颈是精车的)或小于 15 m/s (当轴颈是磨光的)处。轴颈与唇形密封圈接触处最好经过表面硬化处理,以增强耐磨性。

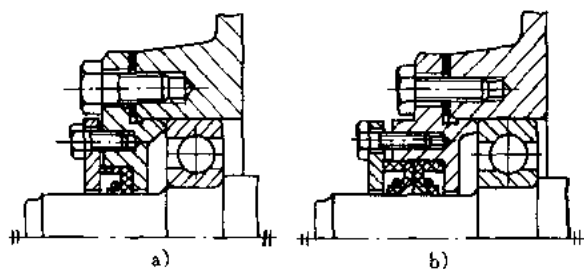


图 13-29 用唇形密封圈密封

3) 密封环 密封环是一种带有缺口的环状密封件,把它放置在套筒的环槽内(图 13-30),套筒与轴一起转动,密封环靠缺口被压拢后所具有的弹性面抵紧在静止件的内孔壁上,即可起到密封的作用。各个接触表面均需经硬化处理并磨光。密封环用含铬的耐磨铸铁制造,可用于滑动速度小于 100 m/s 之处。在滑动速度为 $60 \sim 80 \text{ m/s}$ 范围内,也可以用锡青铜制造密封环。

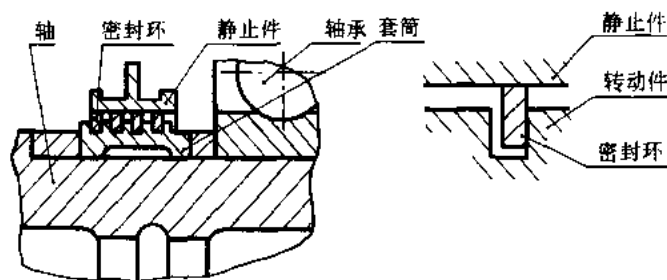


图 13-30 密封环密封

2. 非接触式密封

使用接触式密封,总要在接触处产生滑动摩擦。使用非接触式密封,就能避免此缺点。常用的非接触式密封有以下几种:

1) 隙缝密封(图 13-31) 在轴和轴承盖的通孔壁之间留一个极窄的隙缝,半径间隙通常为 $0.1 \sim 0.3 \text{ mm}$ 。这对使用脂润滑的轴承来说,已具有一定的密封效果。如果在轴承盖上车出环槽(图 13-31b),在槽中填以润滑脂,可以提高密封效果。

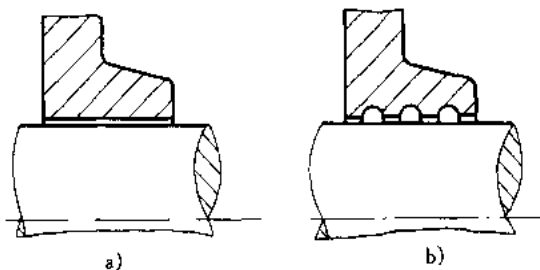


图 13-31 隙缝密封

2) 甩油密封(图 13-32) 油润滑时,在轴上开出沟槽(图 13-32a),或装入一个环(图 13-32b),都可以把欲向外流失的油沿径向甩开,再经过轴承盖的集油腔及与轴承腔相通的油孔流回。或者在紧贴轴承处装一甩油环,在轴上车有螺旋式送油槽(图 13-32c),可有效地防止油外流,但这时轴必须只按一个方向旋转,以便把欲向外流失的润滑油借螺旋的输送作用而送回到轴承腔内。

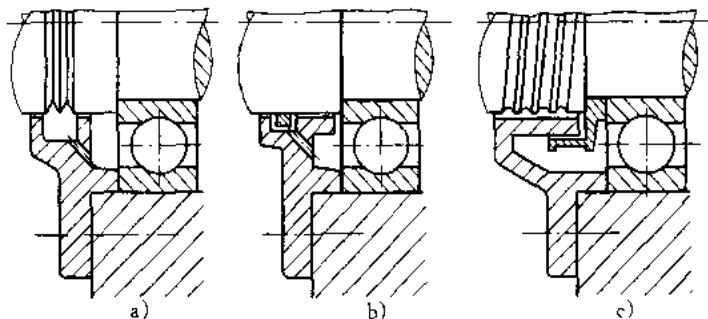


图 13-32 甩油密封

3) 曲路密封(图 13-33) 当环境比较脏和比较潮湿时,采用曲路密封是相当可靠的。曲路密封是由旋转的和固定的密封零件之间拼合成的曲折的隙缝所形成的。隙缝中填入润滑脂,可增加密封效果。根据部件的结构,曲路的布置可以是径向的(图 13-33a)或轴向的(图 13-33b)。采用轴向曲路时,端盖应为剖分式。当轴因温度变化而伸缩或采用调心轴承作支承时,都有使旋转片与固定片相接触的可能,设计时应加考虑。

以上介绍的各种密封装置,在实践中可以把它们适当组合起来使用。

其它有关润滑、密封方法及装置可参看有关手册。

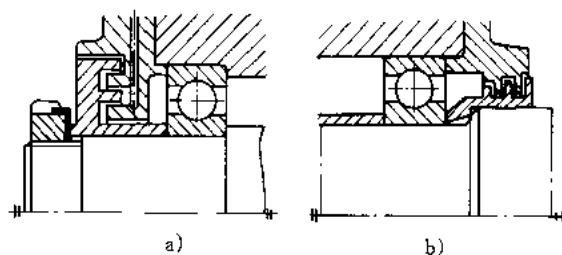


图 13-33 曲路密封

§ 13-7 其 它

(一) 高速滚动轴承简介

所谓高速轴承,并没有一个绝对的界限,一般认为 $dn \geq 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ 就算高速轴承;有的轴承,虽然 $dn < 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$,但其转速达到或超过样本中所列极限转速的 1.6 倍,也常视为高速轴承。实际应用中,轴承的 dn 值已有达到 $2.2 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ 的。

高速轴承的失效形式,除点蚀破坏外,常见的还有滚道烧伤、保持架断裂、保持架引导边磨损、润滑油失效(氧化或焦化)以及过大的振动等。因此,限制轴承转速的因素可以说是很多的。

在高速运转下的轴承,需提高轴承本身的精度,轴承的滚道应有很准确的几何形状,最小的偏心以及很低的表面粗糙度值,滚动体也应有较高的分选精度。

高速轴承的保持架的结构和材料是一个很重要的问题,应该采用强度较高的且能用轴承内圈或外圈的挡边来引导定心的实体结构的保持架,并且经过很好的平衡检验。保持架的材料可用酚醛胶布、铝合金或青铜,后者适合于较高的工作温度。

轴承高速运转时,滚动体在较大的离心力作用下会压向外圈滚道,滚动体与内圈滚道间因压力减小而产生相对滑动,导致过度磨损,甚至烧伤。对轴承进行适当的预紧,有助于防止滚动体与套圈间的打滑。

尽可能地加强对高速轴承的润滑与冷却,是保持高速轴承可靠工作的另一个重要措施。为此,喷油润滑、油雾润滑及环下供油润滑(即在轴承内圈或外圈上开一径向孔,使润滑油经过该孔流上滚道而实现润滑的方法)是高速轴承的主要润滑方法。喷油润滑时,喷嘴应尽可能地对准保持架非引导边一侧的间隙,从而直接喷射到滚动体上。喷嘴可以用一个,也可以用两个或三个,可以安装在轴承的一侧,也可以安装在轴承的两侧。安装在一侧时,应在未装喷嘴的一侧用泵抽油,从而使润滑油能全部通过轴承;两侧安装喷嘴时,也要用泵抽油,或采用其它办法,不使油聚集在轴承腔之中。

高速轴承的振动和噪声问题,已成为近年来研究的一个重要课题。为了减轻或消除轴承振动对整机振动的影响,除了改善轴承本身条件外,还可在支承设计方面采取措施,例如采用油膜减振支承等结构形式。

(二) 高温滚动轴承简介

一般认为,工作温度高于 120°C 的轴承可称为高温轴承。

高温轴承的主要失效形式有:过热烧伤、退火和表面疲劳点蚀。选用时应根据轴承材料和热处理工艺提出要求,选取适当的润滑剂和润滑方法,并注意温度对轴承配合和游隙的影响。

工作温度在 $120 \sim 250^\circ\text{C}$ 的轴承,套圈和滚动体如选用普通轴承钢,则应提高回火温度。一般回火温度比工作温度高 $30 \sim 50^\circ\text{C}$ 。当工作温度在 $200 \sim 500^\circ\text{C}$ 时,轴承的套圈和滚动体应采用高温轴承合金钢,如:Cr14Mo4, W18CrV 等;当工作温度在 500°C 以上时,轴承则要采用超高温合金,如钴基或镍基合金以及陶瓷等。

保持架的材料也应与工作温度相适应,酚醛胶布使用温度的上限为 135 ℃,铜合金使用温度的上限为 315 ℃。在使用铜合金而有短时间润滑不足的可能时,应在铜保持架表面镀银。对于工作温度约为 500 ℃处,已有成功的应用铜镍(蒙乃尔)合金保持架的经验。

普通的矿物润滑油为石油产品,在高温时要氧化成脂肪酸,促使轴承腐蚀而失效。如果使用得当,供油方法良好,已有把矿物油用于 280 ℃的经验。但一般认为石油润滑油的工作温度应低于其闪点,以保证安全。当温度更高时,可考虑采用固体润滑剂。

此外,高温轴承在结构设计上,应着眼于加强冷却和散热,设法隔绝外来热源,尽量降低轴承的工作温度,以保证它可靠地工作。

(三) 滚动轴承与滑动轴承的比较

表 13-11 列出了滚动轴承与滑动轴承性能的对比。在设计机器时,应当结合具体条件,选择一种最能适应工作要求且较经济的轴承。

表 13-11 滚动轴承与滑动轴承性能的对比

性 能	滚 动 轴 承	不完全液体润滑轴承	完全液体润滑轴承	
			动压滑动轴承	静压滑动轴承
承载能力与转速的关系	一般无关,特高速时,滚动体的离心力要降低承载能力	随转速增高而降低	随转速增高而增大	与转速无关
受冲击载荷的能力	不高	不高	油层有承受较大冲击的能力	良好
高速性能	一般,受限于滚动体的离心力及轴承的温升	不高,受限于轴承的发热和磨损	高,受限于油膜振荡及润滑油的温升	高,用空气作润滑剂时极高
起动阻力	低	高	高	低
功率损失	一般不大,但如润滑及安装不当时将骤增	较大	较低	轴承本身的损失不大,加上油泵功率损失可能超过液体动压轴承
寿命	有限,受限于材料的点蚀	有限,受限于材料的磨损	长,载荷稳定时理论上寿命无限,实际上受限于轴瓦的疲劳破坏	理论上无限
噪声	较大	不大	工作不稳定时有噪声,工作稳定时基本上无噪声	轴承本身的噪声不大,但油泵有不小的噪声
轴承的刚性	高,预紧时更高	一般	一般	一般到最高
旋转精度	较高	较低	一般到高	较高到最高
轴承尺寸	径向	大	小	小
	轴向	$(0.2 \sim 0.5)d$	$(0.5 \sim 4)d$	中等
使用润滑剂	油、脂或固体	油、脂或固体	液体或气体	液体或气体

表 13-11(完)

性 能	滚 动 轴 承	不完全液体润滑轴承	完全液体润滑轴承	
			动压滑动轴承	静压滑动轴承
润滑剂用量	一般很小,高速时较多	一般不大	较大	最大
维护要求	油质要洁净,脂润滑时只需定期维护	要求不高	油质须洁净	油质须洁净,须经常维护润滑供油系统
更换易损零件	很方便,一般不需修理轴颈	轴承轴瓦需经常更换,有时需修复轴颈	同左	同左
价格	中等	大量生产时价格不高	较高	连同供油系统,价格最高

例题① 13-1 设某支承根据工作条件决定选用深沟球轴承。轴承径向载荷 $F_r = 5\,500\text{ N}$, 轴向载荷 $F_a = 2\,700\text{ N}$, 轴承转速 $n = 1\,250\text{ r/min}$, 装轴承处的轴颈直径可在 $50 \sim 60\text{ mm}$ 范围内选择, 运转时有轻微冲击, 预期计算寿命 $L'_h = 5\,000\text{ h}$ 。试选择其轴承型号。

〔解〕 1. 求比值

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2\,700}{5\,500} = 0.49$$

根据表 13-5, 深沟球轴承的最大 e 值为 0.44, 故此时 $\frac{F_a}{F_r} > e$ 。

2. 初步计算当量动载荷 P , 根据式(13-8a)

$$P = f_p(XF_r + YF_a)$$

按照表 13-6, $f_p = 1.0 \sim 1.2$, 取 $f_p = 1.2$ 。

按照表 13-5, $X = 0.56$, Y 值需在已知型号和基本额定静载荷 C_0 后才能求出。现暂选一近似中间值, 取 $Y = 1.5$, 则

$$P = 1.2 \times (0.56 \times 5\,500 + 1.5 \times 2\,700)\text{ N} = 8\,556\text{ N}$$

3. 根据式(13-6), 求轴承应有的基本额定动载荷值

$$C = P \sqrt[6]{\frac{60nL'_h}{10^6}} = 8\,556 \times \sqrt[6]{\frac{60 \times 1\,250 \times 5\,000}{10^6}}\text{ N} = 61\,699\text{ N}$$

4. 按照轴承样本或设计手册选择 $C = 61\,800\text{ N}$ 的 6310 轴承。此轴承的基本额定静载荷 $C_0 = 38\,000\text{ N}$ 。验算如下:

1) 求相对轴向载荷对应的 e 值与 Y 值 按表 13-5 注 1), 对深沟球轴承取 $f_0 \approx 14.7$, 则相对轴向载荷为 $f_0 F_a / C_0 \approx 14.7 \times 2\,700 / 38\,000 = 1.044$, 在表中介于 $1.030 \sim 1.380$ 之间, 对应的 e 值为 $0.28 \sim 0.30$, Y 值为 $1.55 \sim 1.45$ 。

2) 用线性插值法求 Y 值

$$Y = 1.45 + \frac{(1.55 - 1.45) \times (1.380 - 1.044)}{1.380 - 1.030} = 1.55$$

① 本章例题, 着重说明本章中各公式和表格数据的用法, 侧重于计算方面。有关结构设计的问题, 应结合设计任务进行讨论, 此处从略。

故

$$K = 0.56, \quad f = 1.55$$

$$3) \text{ 求当量动载荷 } P \quad P = 1.2 \times (0.56 \times 5500 + 1.55 \times 2700) \text{ N} = 8718 \text{ N}$$

4) 验算 6310 轴承的寿命, 根据式 (13-5)

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 1250} \times \left(\frac{61800}{8718} \right)^3 \text{ h} = 4748 \text{ h} < 5000 \text{ h}$$

即低于预期计算寿命。因题中的轴径尺寸允许取为 50~60 mm, 故可改用 6311 (或 6312) 轴承, 验算从略。

例题 13-2 设根据工作条件决定在轴的两端反装两个角接触球轴承, 如图 13-34a 所示。已知轴上齿轮受切向力 $F_t = 2200 \text{ N}$, 径向力 $F_r = 900 \text{ N}$, 轴向力 $F_{ax} = 400 \text{ N}$, 齿轮分度圆直径 $d = 314 \text{ mm}$, 齿轮转速 $n = 520 \text{ r/min}$, 运转中有中等冲击载荷, 轴承预期计算寿命 $L_h = 15000 \text{ h}$ 。设初选两个轴承型号均为 7207C, 试验算轴承是否可达到预期计算寿命的要求。

【解】查滚动轴承样本 (或设计手册) 可知 7207C 轴承的 $C = 30500 \text{ N}$, $C_0 = 20000 \text{ N}$ 。

1. 求两轴承受到的径向载荷 F_{r1} 和 F_{r2}

将轴承部件受到的空间力系分解为铅垂面 (图 13-34b) 和水平面 (图 13-34c) 两个平面力系。其中, 图 13-34b 中的 F_{rv} 为通过另加转矩而平移到指向轴线; 图 c 中的 F_{rh} 亦应通过另加弯矩而平移到作用于轴线上 (上述两步转化图中并未画出)。由力分析可知:

$$F_{rv} = \frac{F_r \times 200}{200 + 320} + \frac{F_{ax} \times \frac{d}{2}}{520} = \frac{900 \times 200 + 400 \times \frac{314}{2}}{520} \text{ N} = 225.38 \text{ N}$$

$$F_{rv} = F_r - F_{rv} = 900 \text{ N} - 225.38 \text{ N} = 674.62 \text{ N}$$

$$F_{rh} = \frac{200}{200 + 320} F_{ax} = \frac{320}{520} \times 2200 \text{ N} = 846.15 \text{ N}$$

$$F_{rh} = F_{ax} - F_{rh} = 2200 \text{ N} - 846.15 \text{ N} = 1353.85 \text{ N}$$

$$F_{r1} = \sqrt{F_{rv}^2 + F_{rh}^2} = \sqrt{225.38^2 + 846.15^2} \text{ N} = 875.65 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{rv}^2 + F_{rh}^2} = \sqrt{674.62^2 + 1353.85^2} \text{ N} = 1512.62 \text{ N}$$

2. 求两轴承的计算轴向力 F_{d1} 和 F_{d2}

对于 70000C 型轴承, 按表 13-7, 轴承派生轴向力 $F_d = eF_r$, 其中, e 为表 13-5 中的判断系数, 其值由 $\frac{F_r}{C_0}$ 的大小来确定。但现轴承轴向力 F_r 未知, 故先初取 $e = 0.4$, 因此可估算

$$F_{d1} = 0.4 F_{r1} = 350.26 \text{ N}$$

$$F_{d2} = 0.4 F_{r2} = 605.05 \text{ N}$$

按式 (13-11) 得

$$F_{a1} = F_{d1} + F_{d2} = 400 \text{ N} + 605.05 \text{ N} = 1005.05 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{d2} = 605.05 \text{ N}$$

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{1005.05}{20000} = 0.0503$$

$$\frac{F_{a2}}{C_0} = \frac{605.05}{20000} = 0.0303$$

由表 13-5 仿例题 13-1 进行插值计算, 得 $e_1 = 0.422$, $e_2 = 0.401$ 。再计算

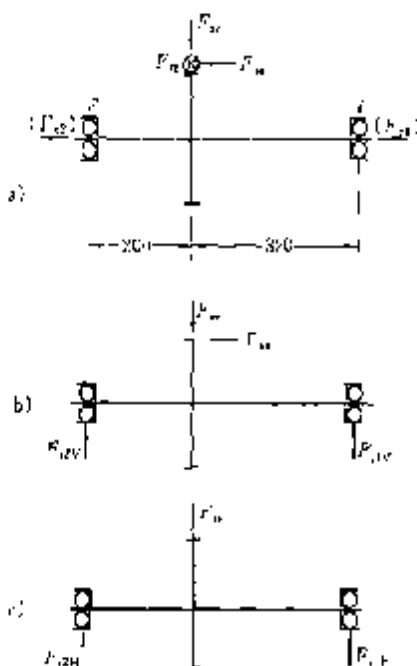


图 13-34

$$F_{d1} = e_1 F_{r1} = 0.422 \times 875.65 \text{ N} = 369.52 \text{ N}$$

$$F_{d2} = e_2 F_{r2} = 0.401 \times 1\,512.62 \text{ N} = 606.56 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{ac} + F_{d2} = 400 \text{ N} + 606.56 \text{ N} = 1\,006.56 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{d2} = 606.56 \text{ N}$$

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{1\,006.56}{20\,000} = 0.050\,33$$

$$\frac{F_{a2}}{C_0} = \frac{606.56}{20\,000} = 0.030\,33$$

两次计算的 $\frac{F_a}{C_0}$ 值相差不大, 因此确定 $e_1 = 0.422$, $e_2 = 0.401$, $F_{a1} = 1\,006.56 \text{ N}$, $F_{a2} = 606.56 \text{ N}$ 。

3. 求轴承当量动载荷 P_1 和 P_2

因为

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1\,006.56}{875.65} = 1.149 > e_1$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{606.56}{1\,512.62} = 0.401 = e_2$$

由表 13-5 分别进行查表或插值计算得径向载荷系数和轴向载荷系数为

$$\text{对轴承 1} \quad X_1 = 0.44, Y_1 = 1.327$$

$$\text{对轴承 2} \quad X_2 = 1, Y_2 = 0$$

因轴承运转中有中等冲击载荷, 按表 13-6, $f_p = 1.2 \sim 1.8$, 取 $f_p = 1.5$ 。则

$$P_1 = f_p (X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = 1.5 \times (0.44 \times 875.65 + 1.327 \times 1\,006.56) \text{ N} = 2\,581.49 \text{ N}$$

$$P_2 = f_p (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1.5 \times (1 \times 1\,512.62 + 0 \times 606.56) \text{ N} = 2\,268.93 \text{ N}$$

4. 验算轴承寿命

因为 $P_1 > P_2$, 所以按轴承 1 的受力大小验算

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_1} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 520} \times \left(\frac{30\,500}{2\,581.49} \right)^3 = 52\,860.78 \text{ h} > L'_h$$

故所选轴承可满足寿命要求。

例题 13-3 试选择图 13-20 中支承蜗杆用的轴承型号。设有轴承为支承 1, 左轴承(一对)为支承 2。已知轴承所受载荷分别为: $F_{r1} = 1\,500 \text{ N}$, $F_{r2} = 2\,800 \text{ N}$, $F_{a2} = 9\,000 \text{ N}$ (方向由支承 1 指向支承 2)。蜗杆装轴承处轴径 $d = 45 \text{ mm}$, 转速 $n = 30 \text{ r/min}$, 要求连续工作 5 年(设每年按 300 个工作日计), 工作情况平稳。

【解】 支承 1 为游动支承, 因载荷不大, 可选用深沟球轴承。支承 2 选择两个 70000AC 型角接触球轴承, 面对面安装。

1. 支承 2 轴承型号的确定

1) 由滚动轴承样本可查得, 70000AC 型轴承背对背或面对面成对安装在一个支点时, 当量动载荷可按式计算:

$$\text{当 } F_a/F_r \leq 0.68 \quad P = F_r + 0.92 F_a$$

$$\text{当 } F_a/F_r > 0.68 \quad P = 0.67 F_r + 1.41 F_a$$

2) 因 $F_{a2}/F_{r2} = 9\,000/2\,800 = 3.21 > 0.68$, 日工作平稳, 取 $f_p = 1$, 按式(13-8a)

$$P_2 = f_p (0.67 F_{r2} + 1.41 F_{a2}) = 1 \times (0.67 \times 2\,800 + 1.41 \times 9\,000) \text{ N} = 14\,566 \text{ N}$$

3) 计算预期寿命 L'_h

$$L'_h = 5 \times 300 \times 24 \text{ h} = 36\,000 \text{ h}$$

4) 求该对轴承应具有的基本额定动载荷值

按式(13-6)

$$C = P_2 \sqrt[6]{\frac{60nL'_h}{10^6}} = 14\,566 \times \sqrt[6]{\frac{60 \times 30 \times 36\,000}{10^6}} \text{ N} = 58\,505.76 \text{ N}$$

5) 按照滚动轴承样本,以下各型号轴承面对面成对安装于一个支点时的基本额定动载荷 C (括号内为单个轴承的 C 值)为:

轴承型号	7009AC	7209AC
基本额定动载荷/N	41 800(25 800)	59 500(36 800)

故选择一对 7209AC 轴承装在支点 2 上合适。

2. 支承 1 轴承型号的确定(略)

例题 13-4 一球轴承,要求在可靠度为 0.99 时,在径向载荷 $F_r = 11\,000 \text{ N}$ 作用下工作应力循环次数达 80×10^6 ,求此轴承应具有的基本额定动载荷 C 。

【解】 根据表 13-9,查得可靠度为 0.99 时的寿命修正系数 $a_1 = 0.21$,按式(13-18)计算出相应的基本额定寿命为

$$L_{10} = \frac{L_h}{a_1} = \frac{80 \times 10^6}{0.21} = 381 \times 10^6$$

再按式(13-4)算得轴承应具有的基本额定动载荷(因轴承不受轴向载荷, $P = F_r$; L_{10} 的单位为 10^6 r)为

$$C = L_{10}^{1/3} \cdot P = 381^{1/3} \times 11\,000 \text{ N} = 79\,744 \text{ N}$$

习 题

13-1 试说明下列各轴承的内径有多大? 哪个轴承公差等级最高? 哪个允许的极限转速最高? 哪个承受径向载荷能力最高? 哪个不能承受径向载荷?

N307/P4 6207/P2 30207 51307/P6

13-2 欲对一批同型号滚动轴承作寿命试验。若同时投入 50 个轴承进行试验,按其基本额定动载荷值加载,试验机主轴转速 $n = 2\,000 \text{ r/min}$ 。若预计该批轴承为正品,则试验进行 8 小时 20 分时,应约有几个轴承已失效。

13-3 某深沟球轴承需在径向载荷 $F_r = 7\,150 \text{ N}$ 作用下,以 $n = 1\,800 \text{ r/min}$ 的转速工作 3 800 h。试求此轴承应有的基本额定动载荷 C 。

13-4 一农用水泵,决定选用深沟球轴承,轴颈直径 $d = 35 \text{ mm}$,转速 $n = 2\,900 \text{ r/min}$,已知径向载荷 $F_r = 1\,810 \text{ N}$,轴向载荷 $F_a = 740 \text{ N}$,预期计算寿命 $L'_h = 6\,000 \text{ h}$,试选择轴承的型号。

13-5 根据工作条件,决定在轴的两端选用 $\alpha = 25^\circ$ 的两个角接触球轴承,如图 13-13b 所示正装。轴颈直径 $d = 35 \text{ mm}$,工作中有中等冲击,转速 $n = 1\,800 \text{ r/min}$,已知两轴承的径向载荷分别为 $F_{r1} = 3\,390 \text{ N}$, $F_{r2} = 1\,040 \text{ N}$,外加轴向载荷 $F_{ae} = 870 \text{ N}$,作用方向指向轴承 1,试确定其工作寿命。

13-6 若将图 13-34a 中的两轴承换为圆锥滚子轴承,代号为 30207。其它条件同例题 13-2,试验算轴承的寿命。

13-7 某轴的一端支点上原采用 6308 轴承,其工作可靠度为 90%,现需将该支点轴承在寿命不降低的条件下将工作可靠度提高到 99%,试确定可能用来替换的轴承型号。

第十四章 联轴器和离合器

联轴器和离合器是机械传动中常用的部件。它们主要用来联接轴与轴(或联接轴与其它回转零件),以传递运动与转矩;有时也可用作安全装置。根据工作特性,它们可分为以下四类:

1) 联轴器 用来把两轴联接在一起,机器运转时两轴不能分离;只有在机器停车并将联接拆开后,两轴才能分离。

2) 离合器 在机器运转过程中,可使两轴随时接合或分离的一种装置。它可用来操纵机器传动系统的断续,以便进行变速及换向等。

3) 安全联轴器及安全离合器 机器工作时,如果转矩超过规定值,这种联轴器及离合器即可自行断开或打滑,以保证机器中的主要零件不致因过载而损坏。

4) 特殊功用的联轴器及离合器 用于某些有特殊要求处,例如在一定的回转方向或达到一定的转速时,联轴器或离合器即可自动接合或分离等。

由上可知,具有上述功能之一者均可用作联轴器或离合器,但由于机器的工况各异,因而对联轴器和离合器提出了各种不同的要求,如传递转矩的大小、转速高低、扭转刚度变化情况、体积大小、缓冲吸振能力等等,为了适应机器的工作性能、特点及应用场合的需要,联轴器和离合器都已出现了很多类型,而且新型产品正在不断涌现,是一个广阔的开发领域。读者完全可以结合具体需要试行创新设计。

由于联轴器和离合器的类型繁多,本章仅对少数典型结构及其有关知识作些介绍,以便为选用标准件和自行创新设计提供必要的基础。

§ 14-1 联轴器的种类和特性

联轴器所联接的两轴,由于制造及安装误差、承载后的变形以及温度变化的影响等,往往不能保证严格的对中,而是存在着某种程度的相对位移,如图 14-1 所示。这就要求设计联轴器时,要从结构上采取各种不同的措施,使之具有适应一定范围的相对位移的性能。

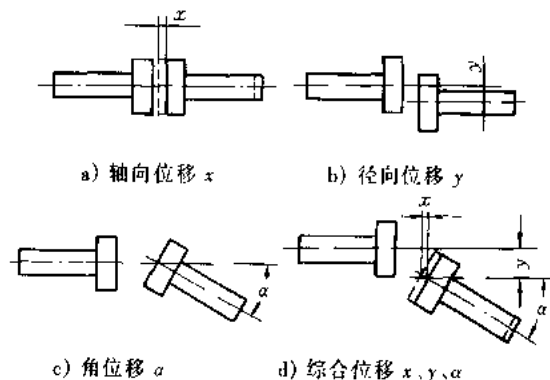


图 14-1 联轴器所联两轴的相对位移

根据对各种相对位移有无补偿能力(即能否在发生相对位移条件下保持联接的功能),联轴器可分为刚性联轴器(无补偿能力)和挠性联轴器(有补偿能力)两大类。挠性联轴器又可按是否具有弹性元件分为无弹性元件的挠性联轴器和有弹性元件的挠性联轴器两个类别。

(一) 刚性联轴器

这类联轴器有套筒式(参看图 6-30)、夹壳式和凸缘式等。这里只介绍较为常用的凸缘联轴器。

凸缘联轴器是把两个带有凸缘的半联轴器用键分别与两轴联接,然后用螺栓把两个半联轴器联成一体,以传递运动和转矩(图 14-2)。这种联轴器有两种主要的结构型式;图 14-2a 是普通的凸缘联轴器,通常是靠铰制孔用螺栓来实现两轴对中;

图 14-2b 是有对中榫的凸缘联轴器,靠一个半联轴器上的凸肩与另一个半联轴器上的凹槽相配合而对中。联接两个半联轴器的螺栓可以采用 A 级或 B 级的普通螺栓,此时螺栓杆与钉孔壁间存在间隙,转矩靠半联轴器接合面的摩擦力矩来传递(图 14-2b);也可采用铰制孔用螺栓,此时螺栓杆与钉孔为过渡配合,靠螺栓杆承受挤压与剪切来传递转矩(图 14-2a)。

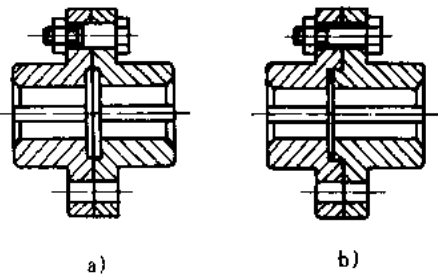


图 14-2 凸缘联轴器

凸缘联轴器的材料可用灰铸铁或碳钢,重载时或圆周速度大于 30 m/s 时应用铸钢或锻钢。

由于凸缘联轴器属于刚性联轴器,对所联两轴间的相对位移缺乏补偿能力,故对两轴对中性的要求很高。当两轴有相对位移存在时,就会在机件内引起附加载荷,使工作情况恶化,这是它的主要缺点。但由于构造简单、成本低、可传递较大转矩,故当转速低、无冲击、轴的刚性大、对中性较好时亦常采用。

(二) 挠性联轴器

1. 无弹性元件的挠性联轴器

这类联轴器因具有挠性,故可补偿两轴的相对位移。但因无弹性元件,故不能缓冲减振。常用的有以下几种:

1) 十字滑块联轴器

如图 14-3 所示,十字滑块联轴器由两个在端面上开有凹槽的半联轴器 1、3,和一个两面带有凸牙的中间盘 2 所组成。因凸牙可在凹槽中滑动,故可补偿安装及运转时两轴间的相对位移。

这种联轴器零件的材料可用 45 钢,工作表面须进行热处理,以提高其硬度;要求较低时也可用 Q275 钢,不进行热处理。为了减少摩擦及磨损,使用时应从中间盘的油孔中注油进行润滑。

因为半联轴器与中间盘组成移动副,不能发生相对转动,故主动轴与从动轴的角速度应相等。但在两轴间有相对位移的情况下工作时,中间盘就会产生很大的离心力,从而增大动载荷及磨损。因此选用时应注意其工作转速不得大于规定值。

这种联轴器一般用于转速 $n < 250 \text{ r/min}$,轴的刚度较大,且无剧烈冲击处。效率 $\eta = 1 - (3 \sim 5) \frac{fy}{d}$,这里 f 为摩擦系数,一般取为 0.12 ~ 0.25; y 为两轴间径向位移量,单位为 mm; d 为轴

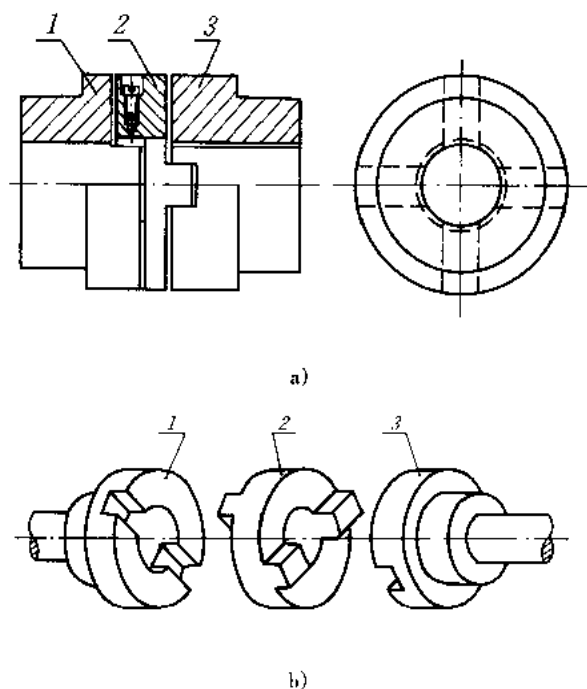


图 14-3 十字滑块联轴器

径,单位为 mm。

2) 滑块联轴器

如图 14-4 所示,这种联轴器与十字滑块联轴器相似,只是两边半联轴器上的沟槽很宽,并把原来的中间盘改为两面不带凸牙的方形滑块,且通常用夹布胶木制成。由于中间滑块的质量减小,又具有弹性,故具有较高的极限转速。中间滑块也可用尼龙 6 制成,并在配制时加入少量的石墨或二硫化铝,以便在使用时可以自行润滑。

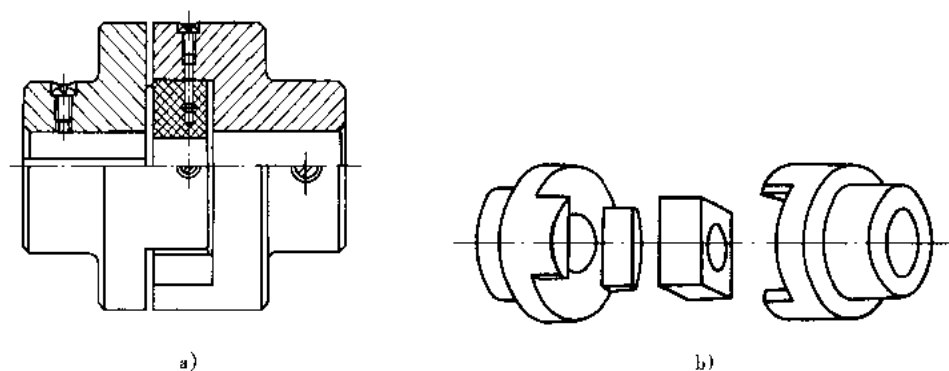


图 14-4 滑块联轴器

这种联轴器结构简单,尺寸紧凑,适用于小功率、高转速而无剧烈冲击处。

3) 十字轴式万向联轴器

如图 14-5a 所示,它由两个叉形接头 1、3,一个中间联接件 2 和轴销 4(包括销套及铆钉)、

5 所组成;轴销 4 与 5 互相垂直配置并分别把两个叉形接头与中间联接件 2 联接起来。这样,就构成了一个可动的联接。这种联轴器可以允许两轴间有较大的夹角(夹角 α 最大可达 $35^\circ \sim 45^\circ$),而且在机器运转时,夹角发生改变仍可正常传动;但当 α 过大时,传动效率会显著降低。

这种联轴器的缺点是:当主动轴角速度 ω_1 为常数时,从动轴的角速度 ω_3 并不是常数,而是在一定范围内($\omega_1 \cos \alpha \leq \omega_3 \leq \omega_1 / \cos \alpha$)变化,因而在传动中将产生附加动载荷。为了改善这种情况,常将十字轴式万向联轴器成对使用(图 14-5b),但应注意安装时必须保证 O_1 轴、 O_3 轴与中间轴之间的夹角相等,并且中间轴的两端的叉形接头应在同一平面内(图 14-6)。只有这种双万向联轴器才可以得到 $\omega_3 = \omega_1$ 。

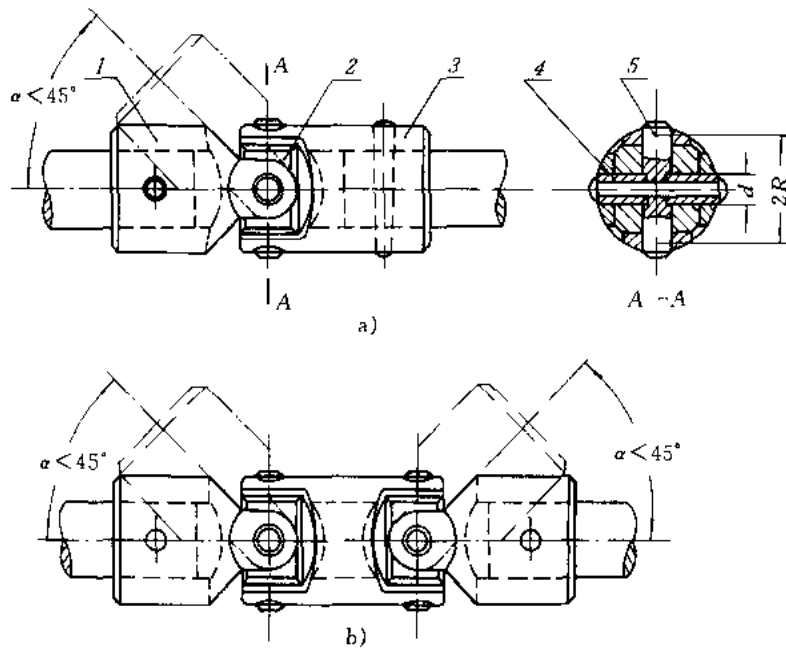


图 14-5 十字轴式万向联轴器

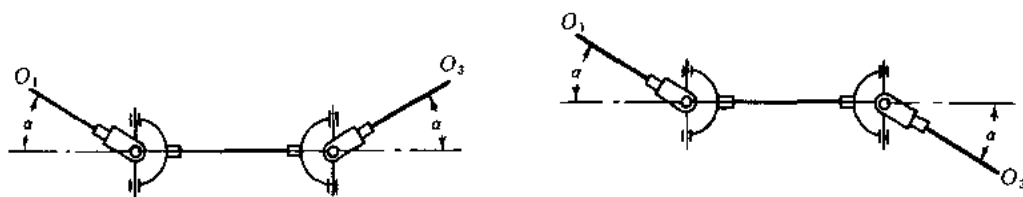


图 14-6 双万向联轴器

这类联轴器各元件的材料,除铆钉用 20 钢外,其余多用合金钢,以获得较高的耐磨性及较小的尺寸。

这类联轴器结构紧凑,维护方便,广泛应用于汽车、多头钻床等机器的传动系统中。小型十字轴式万向联轴器已标准化,设计时可按标准选用。

4) 齿式联轴器

如图 14-7a 所示,这种联轴器由两个带有内齿及凸缘的外套筒 3 和两个带有外齿的内套筒 1 所组成。两个内套筒 1 分别用键与两轴联接,两个外套筒 3 用螺栓 5 联成一体,依靠内外齿相啮合以传递转矩。由于外齿的齿顶制成椭球面,且保证与内齿啮合后具有适当的顶隙和侧隙,故在传动时,套筒 1 可有轴向和径向位移以及角位移(图 14-7b)。又为了减少磨损,可由油孔 4 注入润滑油,并在套筒 1 和 3 之间装有密封圈 6,以防止润滑油泄漏。

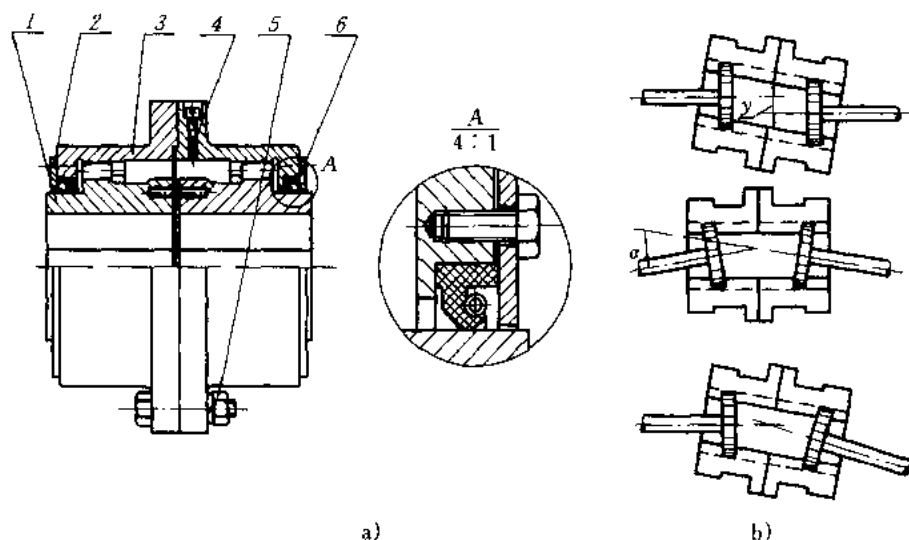


图 14-7 齿式联轴器

齿式联轴器中,所用齿轮的齿廓曲线为渐开线,啮合角为 20° ,齿数一般为 $30 \sim 80$,材料一般用 45 钢或 ZG310-570。这类联轴器能传递很大的转矩,并允许有较大的偏移量,安装精度要求不高;但质量较大,成本较高,在重型机械中广泛应用。

5) 滚子链联轴器

图 14-8 所示为滚子链联轴器。这种联轴器是利用一条公用的双排链条 2 同时与两个齿数相同的并列链轮啮合来实现两半联轴器 1 与 4 的联接。为了改善润滑条件并防止污染,一般都将联轴器密封在罩壳 3 内。

滚子链联轴器的特点是结构简单,尺寸紧凑,质量小,装拆方便,维修容易、价廉并具有一定的补偿性能和缓冲性能,但因链条的套筒与其相配件间存在间隙,不宜用于逆向传动、起动频繁或立轴传动。同时由于受离心力影响也不宜用于高速传动。

2. 有弹性元件的挠性联轴器

如前所述,这类联轴器因装有弹性元件,不仅可以补偿两轴间的相对位移,而且具有缓冲减振的能力。弹性元件所能储蓄的能量愈多,则联轴器的缓冲能力愈强;弹性元件的弹性滞后性能与弹性变形时零件间的摩擦功愈大,则联轴器的减振能力愈好。这类联轴器目前应用很广,品种亦愈来愈多。

制造弹性元件的材料有非金属和金属两种。非金属有橡胶、塑料等,其特点为质量小,价格便宜,有良好的弹性滞后性能,因而减振能力强。金属材料制成的弹性元件(主要为各种弹簧)则

强度高、尺寸小而寿命较长。

联轴器在受到工作转矩 T 以后,被联接两轴将因弹性元件的变形而产生相应的扭转角 φ 。 φ 与 T 成正比关系的弹性元件为定刚度,不成正比的为变刚度。非金属材料的弹性元件都是变刚度的,金属材料的则由其结构不同可有变刚度的与定刚度的两种。常用非金属材料的刚度多随载荷的增大而增大,故缓冲性好,特别适用于工作载荷有较大变化的机器。

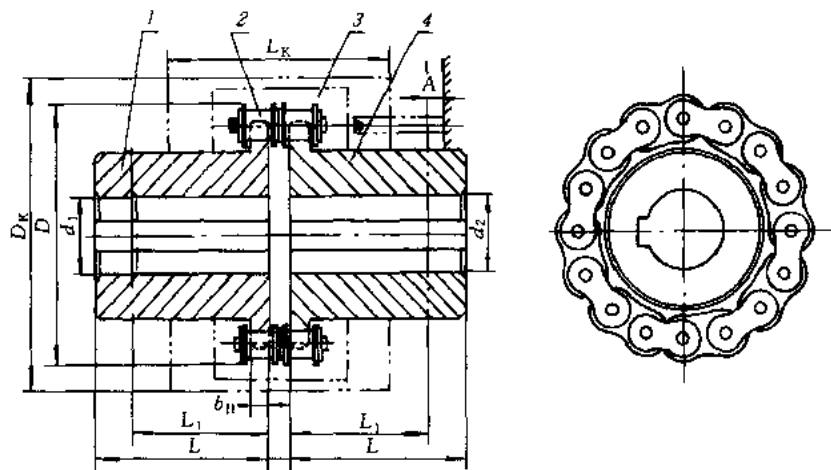


图 14-8 滚子链联轴器

1) 弹性套柱销联轴器

这种联轴器(图 14-9)的构造与凸缘联轴器相似,只是用套有弹性套的柱销代替了联接螺栓。因为通过桶状的弹性套传递转矩,故可缓冲减振。弹性套的材料常用耐油橡胶,并作成截面形状如图中网纹部分所示,以提高其弹性。半联轴器与轴的配合孔可作成圆柱形或圆锥形(图 14-9)。

半联轴器的材料常用 HT 200,有时也采用 35 钢或 ZG 270-500;柱销材料多用 35 钢。这种联轴器可按标准(GB/T 4323—1984)选用,必要时应按式验算弹性套与孔壁间的挤压应力 σ_p (单位为 MPa)和柱销的弯曲应力 σ_b (单位为 MPa)。即

$$\sigma_p = \frac{2T_{ca}}{zdsD_1} \leq [\sigma]_p \quad (14-1)$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \left(\frac{2T_{ca}}{zD_1} \cdot \frac{L}{2} \right) / 0.1d^3 = \frac{10T_{ca}L}{zD_1d^3} \leq [\sigma]_b \quad (14-2)$$

式中: T_{ca} ——计算转矩[参见式(14-3)],单位为 $N \cdot mm$;

z ——柱销数目;

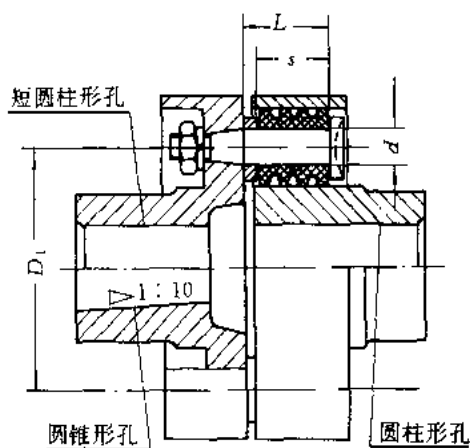


图 14-9 弹性套柱销联轴器

D_1 ——柱销中心所在圆的直径,单位为 mm;

$[\sigma_p]$ ——许用挤压应力,对橡胶弹性套, $[\sigma_p] = 2 \text{ MPa}$;

$[\sigma_b]$ ——柱销的许用弯曲应力, $[\sigma_b] = 0.25\sigma_s$, σ_s 为柱销材料的屈服极限,单位为 MPa;

d 、 s 、 L 见图 14-9,单位为 mm。

这种联轴器制造容易,装拆方便,成本较低,但弹性套易磨损,寿命较短。它适用于联接载荷平稳、需正反转或起动频繁的传递中小转矩的轴。

2) 弹性柱销联轴器

这种联轴器的结构如图 14-10 所示,工作时转矩是通过主动轴上的键、半联轴器、柱销、另一半联轴器及键而传到从动轴上去的。为了防止柱销脱落,在半联轴器的外侧,用螺钉固定了挡板。

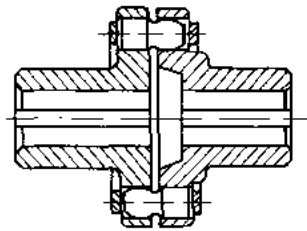


图 14-10 弹性柱销联轴器

这种联轴器与弹性套柱销联轴器很相似,但传递转矩的能力很大,结构更为简单,安装、制造方便,耐久性好,也有一定的缓冲和吸振能力,允许被联接两轴有一定的轴向位移以及少量的径向位移和角位移,适用于轴向窜动较大、正反转变化较多和起动频繁的场所,由于尼龙柱销对温度较敏感,故使用温度限制在 $-20 \sim +70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 的范围内。

3) 梅花形弹性联轴器

这种联轴器如图 14-11 所示,其半联轴器与轴的配合孔可作成圆柱形或圆锥形。装配联轴器时将梅花形弹性件的花瓣部分夹紧在两半联轴器端面凸齿交错插进所形成的齿侧空间,以便在联轴器工作时起到缓冲减振的作用。弹性件可根据使用要求选用不同硬度的聚氨酯橡胶、铸型尼龙等材料制造。工作温度范围为 $-35 \sim +80 \text{ }^{\circ}\text{C}$,短时工作温度可达 $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$,传递的公称转矩范围为 $16 \sim 25\,000 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

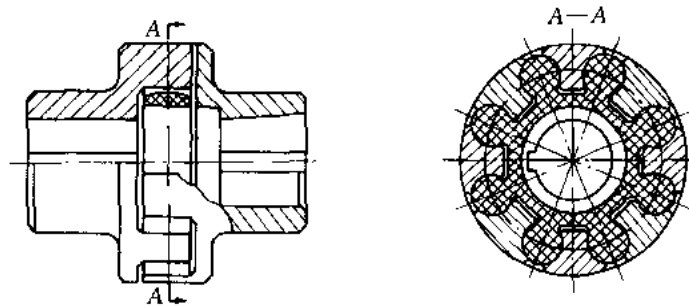


图 14-11 梅花形弹性联轴器

4) 轮胎式联轴器

轮胎式联轴器如图 14-12 所示,用橡胶或橡胶织物制成轮胎状的弹性元件 1,两端用压板 2 及螺钉 3 分别压在两个半联轴器 4 上。这种联轴器富有弹性,具有良好的消振能力,能有效地降低动载荷和补偿较大的轴向位移,而且绝缘性能好,运转时无噪声。缺点是径向尺寸较大;当转矩较大时,会因过大扭转变形而产生附加轴向载荷。

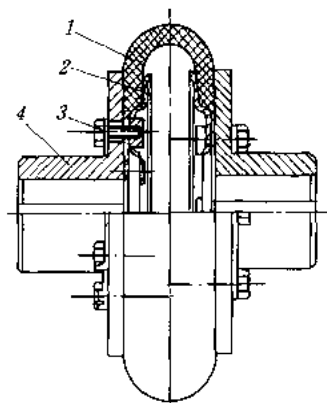
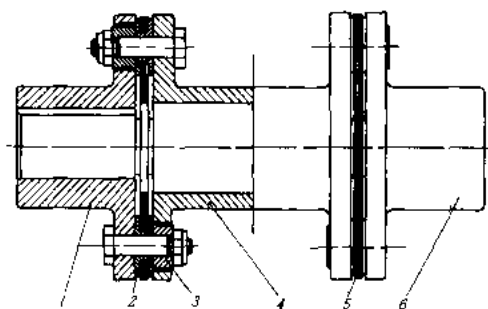


图 14-12 轮胎联轴器



1、6—半联轴器；2—衬套；3—垫圈；
4—中间轴；5—膜片组

图 14-13 膜片联轴器

5) 膜片联轴器

膜片联轴器的典型结构如图 14-13 所示。其弹性元件为一定数量的很薄的多边环形(或圆环形)金属膜片叠合而成的膜片组,膜片上有沿圆周均布的若干个螺栓孔,用铰制孔用螺栓交错间隔与半联轴器相联接。这样将弹性元件上的弧段分为交错受压缩和受拉伸的两部分,拉伸部分传递转矩,压缩部分趋向皱折。当所联接的两轴存在轴向、径向和角位移时,金属膜片便产生波状变形。

这种联轴器结构比较简单,弹性元件的联接没有间隙,不需润滑,维护方便,平衡容易,质量小,对环境适应性强,发展前途广阔,但扭转弹性较低,缓冲减振性能差,主要用于载荷比较平稳的高速传动。

有金属弹性元件的挠性联轴器除上述膜片联轴器外,还有多种型式,如定刚度的圆柱弹簧联轴器(图 14-14)、变刚度的蛇形弹簧联轴器(图 14-15)及径向弹簧片联轴器(图 14-16)等,可参看有关资料。

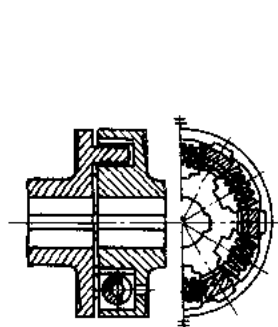


图 14-14 圆柱弹簧联轴器

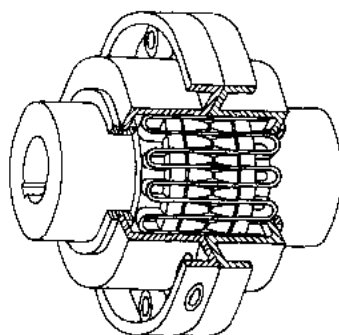


图 14-15 蛇形弹簧联轴器

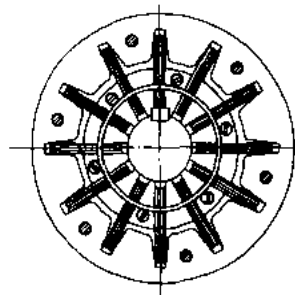


图 14-16 径向弹簧片联轴器

§ 14-2 联轴器的选择

绝大多数联轴器均已标准化或规格化(见有关手册)。一般机械设计者的任务是选用,而不是设计。下面介绍选用联轴器的基本步骤。

(一) 选择联轴器的类型

根据传递载荷的大小、轴转速的高低、被联接两部件的安装精度等,参考各类联轴器特性,选择一种合用的联轴器类型。具体选择时可考虑以下几点:

1) 所需传递的转矩大小和性质以及对缓冲减振功能的要求。例如,对大功率的重载传动,可选用齿式联轴器;对严重冲击载荷或要求消除轴系扭转振动的传动,可选用轮胎式联轴器等具有高弹性的联轴器。

2) 联轴器的工作转速高低和引起的离心力大小。对于高速传动轴,应选用平衡精度高的联轴器,例如膜片联轴器等,而不宜选用存在偏心的滑块联轴器等。

3) 两轴相对位移的大小和方向。当安装调整后,难以保持两轴严格精确对中,或工作过程中两轴将产生较大的附加相对位移时,应选用挠性联轴器。例如当径向位移较大时,可选滑块联轴器,角位移较大或相交两轴的联接可选用万向联轴器等。

4) 联轴器的可靠性和工作环境。通常由金属元件制成的不需润滑的联轴器比较可靠;需要润滑的联轴器,其性能易受润滑完善程度的影响,且可能污染环境。含有橡胶等非金属元件的联轴器对温度、腐蚀性介质及强光等比较敏感,而且容易老化。

5) 联轴器的制造、安装、维护和成本。在满足使用性能的前提下,应选用装拆方便、维护简单、成本低的联轴器。例如刚性联轴器不但结构简单,而且装拆方便,可用于低速、刚性大的传动轴。一般的非金属弹性元件联轴器(例如弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器、梅花形弹性联轴器等),由于具有良好的综合性能,广泛适用于一般的中小功率传动。

(二) 计算联轴器的计算转矩

由于机器起动时的动载荷和运转中可能出现的过载现象,所以应当按轴上的最大转矩作为计算转矩 T_{ca} 。计算转矩按下式计算:

$$T_{ca} = K_A T \quad (14-3)$$

式中 T 为公称转矩,单位为 $N \cdot m$; K_A 为工作情况系数,见表 14-1。

表 14-1 工作情况系数 K_A

I. 作 机		K_A			
		原 动 机			
分类	工 作 情 况 及 举 例	电动机、 汽轮机	四缸和四缸 以上内燃机	双缸内燃机	单缸内燃机
I	转矩变化很小,如发电机、小型通风机、小型离心泵	1.3	1.5	1.8	2.2
II	转矩变化小,如透平压缩机、木工机床、运输机	1.5	1.7	2.0	2.4
III	转矩变化中等,如搅拌机、增压泵、有飞轮的压缩机、冲床	1.7	1.9	2.2	2.6

表 14-1(续)

分类	工作状况及示例	K_A			
		原 动 机			
		电动机、汽轮机	汽缸和汽缸以上内燃机	双缸内燃机	单缸内燃机
IV	转矩变化和冲击载荷中等,如织布机、水泥搅拌机、电梯等	1.9	2.1	2.4	2.8
V	转矩变化和冲击载荷大,如造纸机、挖掘机、起重机、破碎机	2.3	2.5	2.8	3.2
VI	转矩变化大并有极强烈冲击载荷,如压路机、无飞轮的活塞泵、重型轧机	3.1	3.3	3.6	4.0

(三) 确定联轴器的型号

根据计算转矩 T_{ca} 及所选的联轴器类型,按照

$$T_{ca} \leq [T] \quad (14-4)$$

的条件由联轴器标准中选定该联轴器型号。上式中的 $[T]$ 为该型号联轴器的许用转矩。

(四) 校核最大转速

被联接轴的转速 n 不应超过所选联轴器允许的最高转速 n_{ms} , 即

$$n \leq n_{ms}$$

(五) 协调轴孔直径

多数情况下,每一型号联轴器适用的轴的直径均有一个范围。标准中或者给出轴直径的最大和最小值,或者给出适用直径的尺寸系列,被联接两轴的直径应当在此范围之内。一般情况下被联接两轴的直径是不同的,两个轴套的形状也可能是不同的,如主动轴轴端为圆柱形,所联接的从动轴轴端为圆锥形。

(六) 规定部件相应的安装精度

根据所选联轴器允许轴的相对位移偏差,规定部件相应的安装精度。通常标准中只给出单项位移偏差的允许值。如果有多项位移偏差存在,则必须根据联轴器的尺寸大小计算出相互影响的关系,以此作为规定部件安装精度的依据。

(七) 进行必要的校核

如有必要,应对联轴器的主要传动零件进行强度校核。使用有非金属弹性元件的联轴器时,还应注意联轴器所在部位的工作温度不要超过该弹性元件材料允许的最高温度。

例题 某车间起重机传动工作要求选出一电动机,其功率 $P = 10 \text{ kW}$, 转速 $n = 960 \text{ r/min}$, 电动机轴伸的直径 $d = 42 \text{ mm}$, 试选择所需的联轴器(只要求与电动机轴相联接的半联轴器满足其设计要求)。

【解】 1. 类型选择

为了隔离振动与冲击,选用弹性套柱销联轴器。

2. 载荷计算

$$\text{公称转矩} \quad T = 9.550 \times \frac{P}{n} = 9.550 \times \frac{10}{960} \text{ N} \cdot \text{m} = 99.48 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由表 14-1 查得 $K_A = 2.3$, 故由式(14-3)得计算转矩为

$$T_{ca} = K_A T = 2.3 \times 99.48 \text{ N} \cdot \text{m} = 228.90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3. 型号选择

从 GB 4323 - 84 中查得 TL6 型弹性套柱销联轴器的许用转矩为 250 N·m, 许用最大转速为 3 800 r/min, 轴径为 32 ~ 42 mm 之间, 故合用。

其余计算从略。

§ 14-3 离 合 器

离合器在机器运转中可将传动系统随时分离或接合。对离合器的要求有: 接合平稳, 分离迅速而彻底; 调节和修理方便; 外廓尺寸小; 质量小; 耐磨性好和有足够的散热能力; 操纵方便省力。离合器的类型很多, 常用的可分牙嵌式与摩擦式两大类。

(一) 牙嵌离合器

牙嵌离合器由两个端面上有牙的半离合器组成(图 14-17)。其中一个(图的左部)半离合器固定在主动轴上; 另一个半离合器用导键(或花键)与从动轴联接, 并可由操纵机构使其作轴向移动, 以实现离合器的分离与接合。牙嵌离合器是借牙的相互嵌合来传递运动和转矩的。为使两半离合器能够对中, 在主动轴端的半离合器上固定一个对中环, 从动轴可在对中环内自由转动。

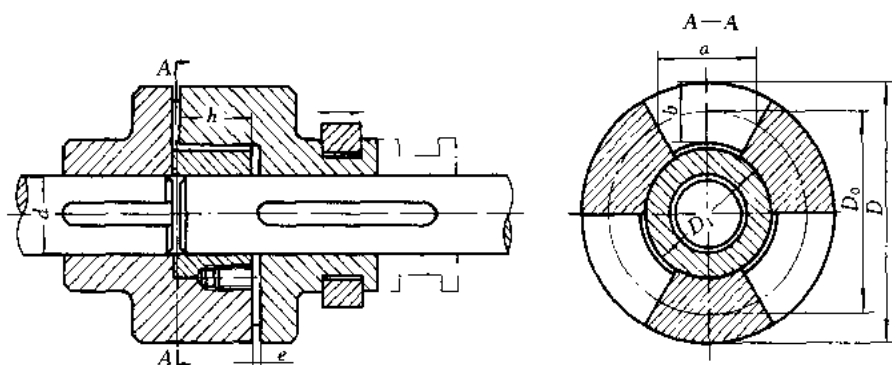


图 14-17 牙嵌离合器

牙嵌离合器常用的牙形如图 14-18 所示, 三角形牙(图 a、b)用于传递小转矩的低速离合器; 矩形牙(图 e)无轴向分力, 但不便于接合与分离, 磨损后无法补偿, 故使用较少; 梯形牙(图 c)的强度高, 能传递较大的转矩, 能自动补偿牙的磨损与间隙, 从而减少冲击, 故应用较广; 锯齿形牙(图 d)强度高, 只能传递单向转矩, 用于特定的工作条件处; 图 f 所示的牙形主要用于安全离合器; 图 g 所示为牙形的纵截面。牙数一般取为 3 ~ 60。

牙嵌离合器的主要尺寸可从有关手册中选取, 必要时应按式验算牙面上的压力 p 及牙根弯曲应力 σ_b 。即

$$p = \frac{2K_A T}{D_0 z A} \leq [p] \quad (14-5)$$

$$\sigma_b = \frac{K_A T h}{W D_0 z} \leq [\sigma_b] \quad (14-6)$$

式中: A ——每个牙的接触面积, 单位为 mm^2 ;

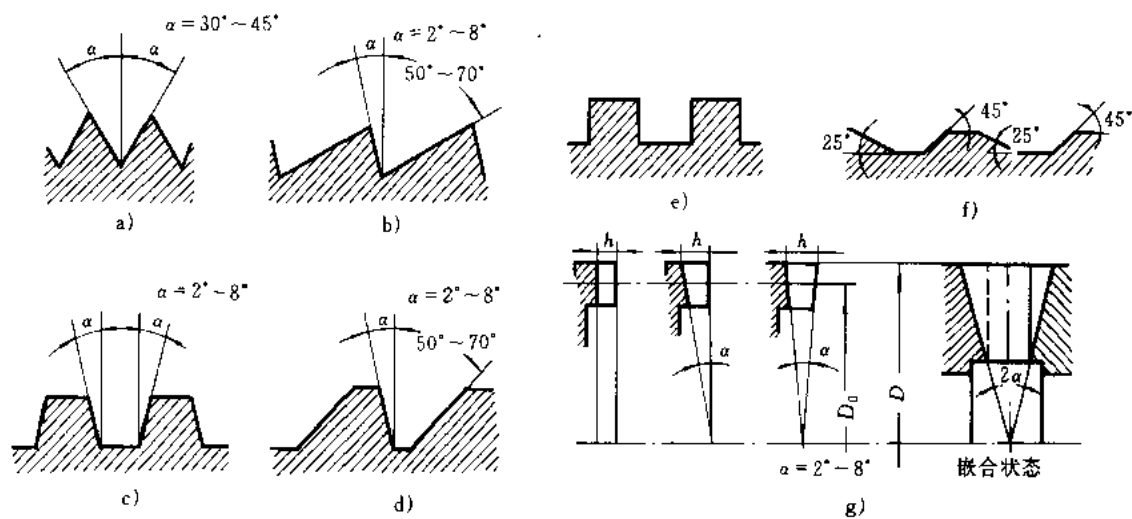


图 14-18 各种牙型图

D_0 ——离合器牙齿所在圆环的平均直径(图 14-17),单位为 mm;

h ——牙的高度,单位为 mm;

z ——半离合器上的牙数;

W ——牙根的抗弯截面系数, $W = \frac{a^2 b}{6}$, 其中 a 、 b 所代表的尺寸如图 14-17 所示;

$[p]$ ——许用压力,当静止状态下接合时, $[p] \leq 90 \sim 120$ MPa;低速状态下接合时, $[p] \leq 50 \sim 70$ MPa;较高速状态下接合时, $[p] = 35 \sim 45$ MPa;

$[\sigma_b]$ ——许用弯曲应力,静止状态下接合时, $[\sigma_b] = \frac{\sigma_s}{1.5}$ MPa;运转状态下接合时, $[\sigma_b] =$

$$\frac{\sigma_s}{5 \sim 6} \text{ MPa}.$$

牙嵌离合器一般用于转矩不大,低速接合处。材料常用低碳钢表面渗碳,硬度为 56~62 HRC;或采用中碳钢表面淬火,硬度为 48~54 HRC;不重要的和静止状态接合的离合器,也允许用 HT 200 制造。

(二) 圆盘摩擦离合器

圆盘摩擦离合器是在主动摩擦盘转动时,由主、从动盘的接触面间产生的摩擦力矩来传递转矩的,有单盘式和多盘式两种。

图 14-19 为单盘摩擦离合器的简图。在主动轴 1 和从动轴 2 上,分别安装摩擦盘 3 和 4,操纵环 5 可以使摩擦盘 4 沿轴 2 移动。接合时以力 F 将盘 4 压在盘 3 上,主动轴上的转矩即由两盘接触面间产生的摩擦力矩传到从动轴上。设摩擦力的合力作用在平均半径 R 的圆周上,则可传递的最大转矩 T_{\max} 为

$$T_{\max} = f f R \quad (14-7)$$

式中 f 为摩擦系数(见表 14-2)。

图 14-20 为多盘摩擦离合器,它有两组摩擦盘:一组外摩擦盘 5(图 14-21a)以其外齿插入

主动轴 1 上的外鼓轮 2 内缘的纵向槽中, 盘的孔壁则不与任何零件接触, 故盘 5 可与轴 1 一起转动, 并可在轴向力推动下沿轴向移动; 另一组内摩擦盘 6 (图 14-21b) 以其孔壁凹槽与从动轴 3 上的套筒 4 的凸齿相配合, 而盘的外缘不与任何零件接触, 故盘 6 可与轴 3 一起转动, 也可在轴向力推动下作轴向移动。另外在套筒 4 上开有三个纵向槽, 其中安置可绕销轴转动的曲臂压杆 8; 当滑环 7 向左移动时, 曲臂压杆 8 通过压板 9 将所有内、外摩擦盘紧压在调节螺母 10 上, 离合器即进入接合状态。螺母 10 可调节摩擦盘之间的压力。内摩擦盘也可作成碟形 (图 14-

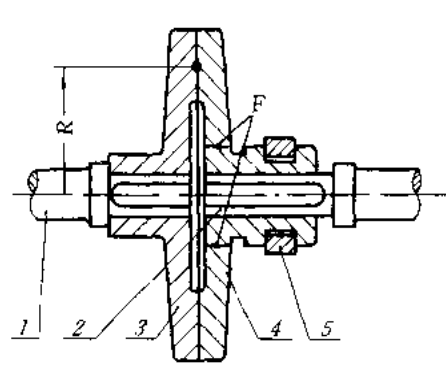


图 14-19 单盘摩擦离合器

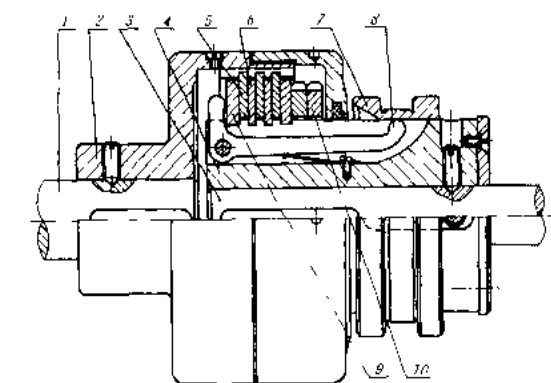


图 14-20 多盘摩擦离合器

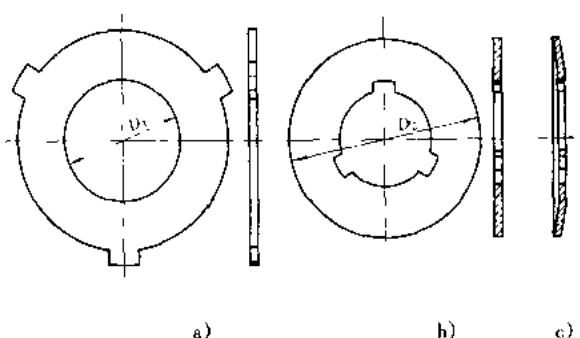


图 14-21 摩擦盘结构图

摩擦盘常用材料及其性能见表 14-2。

表 14-2 摩擦离合器的材料及其性能

摩擦副的材料及工作条件		摩擦系数	圆盘摩擦离合器 [p ₀] ^① /MPa
在油中工作	淬火钢-淬火钢	0.06	0.6~0.8
	淬火钢-青铜	0.08	0.4~0.5
	铸铁-铸铁或淬火钢	0.08	0.6~0.8
	钢-夹布胶木	0.12	0.4~0.6
	淬火钢-陶质金属	0.1	0.8
不在油中工作	压制石棉-钢或铸铁	0.3	0.2~0.3
	淬火钢-陶质金属	0.4	0.3
	铸铁-铸铁或淬火钢	0.15	0.2~0.3

① 基本许用压力 [p₀] 为标准情况下的许用压力。

多盘摩擦离合器所能传递的最大转矩 T_{max} 和作用在摩擦盘接合面上的压力 p 为:

$$T_{\max} = z f F \frac{D_2 + D_1}{4} \geq K_A T \quad (14-8)$$

$$p = \frac{4F}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} \leq [p] \quad (14-9)$$

式中: D_1 、 D_2 ——摩擦盘接合面的内径和外径,单位为 mm;

z ——接合面的数目;

F ——操作轴向力,单位为 N;

f ——摩擦系数;

$[p]$ ——许用压力,单位为 MPa,它等于基本许用压力 $[p_0]$ 与系数 k_a 、 k_b 、 k_c 的乘积,即

$$[p] = [p_0] k_a k_b k_c \quad (14-10)$$

式中 $[p_0]$ 见表 14-2; k_a 、 k_b 、 k_c 分别为根据离合器平均圆周速度、主动摩擦盘的数目、每小时的接合次数等不同而引入的修正系数,其值见表 14-3。

表 14-3 修正系数 k_a 、 k_b 、 k_c 值

平均圆周速度/(m/s)	1	2	2.5	3	4	6	8	10	15
k_a	1.35	1.08	1	0.94	0.86	0.75	0.68	0.63	0.55
主动摩擦盘数目	3	4	5	6	7	8	9	10	11
k_b	1	0.97	0.94	0.91	0.88	0.85	0.82	0.79	0.76
每小时接合次数	90	120	180	240	300	≥ 360			
k_c	1	0.95	0.8	0.7	0.6	0.5			

摩擦离合器和牙嵌离合器相比,有下列优点:不论在何种速度时,两轴都可以接合或分离;接合过程平稳,冲击、振动较小;从动轴的加速时间和所传递的最大转矩可以调节;过载时可发生打滑,以保护重要零件不致损坏。其缺点为外廓尺寸较大;在接合、分离过程中要产生滑动摩擦,故发热量较大,磨损也较大。为了散热和减轻磨损,可以把摩擦离合器浸入油中工作。根据是否浸入润滑油中工作,把摩擦离合器分为干式与油式两种。

设计时,可先选定摩擦面材料和根据结构要求初步定出摩擦盘接合面的直径 D_1 和 D_2 。对油式摩擦离合器,取 $D_1 = (1.5 \sim 2)d$, d 为轴径; $D_2 = (1.5 \sim 2)D_1$; 对干式摩擦离合器,取 $D_1 = (2 \sim 3)d$; $D_2 = (1.5 \sim 2.5)D_1$ 。然后利用式(14-9)求出轴向压力 F , 利用式(14-8)求出所需的摩擦结合面数目 z 。因为 z 增加过多时,传递转矩并不能随之成正比增加,故一般对油式取 $z = 5 \sim 15$; 对干式取 $z = 1 \sim 6$ 。并限制内外摩擦盘总数不大于 $25 \sim 30$ 。

摩擦离合器在接合与分离时,从动轴的转速总是小于主动轴的转速,因而内外摩擦盘间必有相对滑动产生,从而消耗摩擦功,并引起摩擦盘的磨损和发热。当温度过高时,就会引起摩擦系数改变,严重时还可能导致摩擦盘胶合与塑性变形。一般对钢制摩擦盘,应限制其表面最高温度不超过 $300 \sim 400^\circ\text{C}$, 整个离合器的平均温度不大于 $100 \sim 120^\circ\text{C}$ 。

摩擦离合器的操纵方法有机械的、电磁的、气动的和液压的等数种。机械式操纵多用杠杆机构(参看图 14-20); 当所需轴向力较大时,也有采用其它机械的(如螺旋机构)。下面介绍一种电磁操纵的多盘摩擦离合器。如图 14-22 所示,当直流电经接触环 1 导入电磁线圈 2 后,产生磁通量 ϕ 使线圈吸引衔铁 5, 于是衔铁 5 将两组摩擦片 3、4 压紧,离合器处于接合状态。当电流

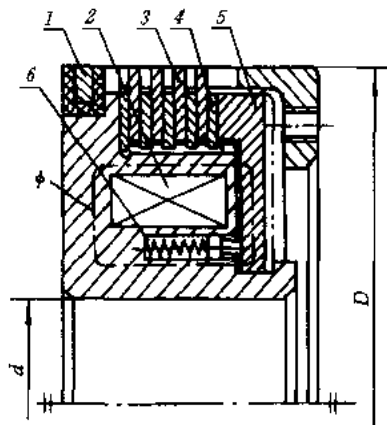


图 14-22 电磁摩擦离合器

切断时,依靠复位弹簧 6 将衔铁推开,使两组摩擦片松开,离合器处于分离状态。电磁摩擦离合器可实现远距离操纵,动作迅速,没有不平衡的轴向力,因而在数控机床等机械中获得了广泛的应用。

§ 14-4 安全联轴器及安全离合器

安全联轴器及安全离合器的作用是,当工作转矩超过机器允许的极限转矩时,联接件将发生折断、脱开或打滑,从而使联轴器或离合器自动停止传动,以保护机器中的重要零件不致损坏。下面介绍几种常用的类型。

(一) 剪切销安全联轴器

这种联轴器有单剪的(图 14-23a)和双剪的(图 14-23b)两种。现以单剪的为例加以说明。这种联轴器的结构类似凸缘联轴器,但不用螺栓,而用钢制销钉联接。销钉装入经过淬火的两段钢制套管中,过载时即被剪断。销钉直径 d (单位为 mm)可按剪切强度计算,即

$$d = \sqrt{\frac{8KT}{\pi D_m z [\tau]}} \quad (14-11)$$

式中: T ——公称转矩,单位为 $N \cdot mm$;

D_m ——销钉轴心所在圆的直径,单位为 mm;

z ——销钉数目;

$[\tau]$ ——销钉的许用切应力,单位为 MPa, $[\tau] = (0.7 \sim 0.8) \sigma_B$, σ_B 为销钉材料的抗拉强度极限,单位为 MPa;

K ——过载限制系数,即极限转矩与公称转矩之比;极限转矩值应略小于机器中最薄弱部分的破坏转矩(折算至联轴器处),在初步计算时, K 值也可参考表 14-4 选取;

其余尺寸可根据结构需要查有关标准。

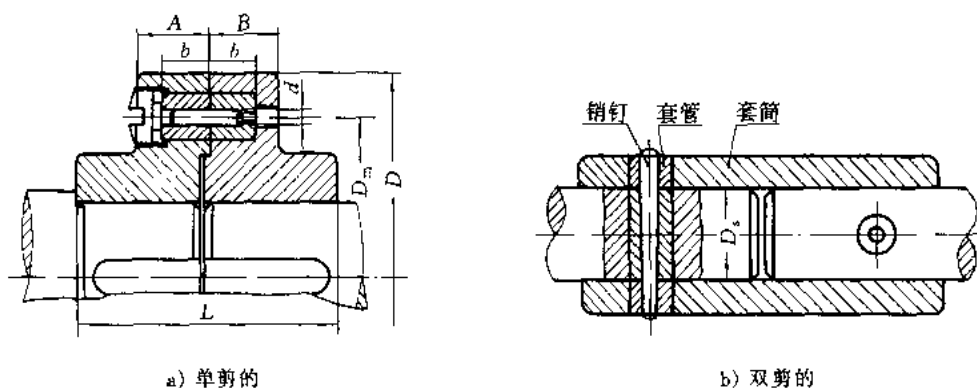


图 14-23 剪切销安全联轴器

表 14-4 过载限制系数 K 值

机 器 名 称	载 荷		K
	起 动	工 作	
小型风扇、离心式与转子式泵和压气机、车床、钻床、磨床、发电机、带式输送机	达到额定载荷的110%	接近静载荷	1.1
轻型传动装置、铣床、内轮铣床、六角车床、带有较轻飞轮的活塞泵和压气机、平板输送机	达到额定载荷的150%	有微小变化	1.6
可逆传动装置、刨床、插床与插齿机、带有较轻飞轮的活塞泵与压气机、螺旋输送机与刮斗式提升机、带有较重飞轮的螺旋与偏心压力机、纺织机与纺纱机、粗纺机、精纺机	达到额定载荷的200%	有较大变化	2.1
起重机、挖掘机、挖土机、碾碎机、排锯机、双盘式磨碎机、球磨机、多辊磨碎机、带有较轻飞轮的偏心与螺旋压力机、剪断机、碎矿机	达到额定载荷的300%	极不均匀载荷或冲击载荷	3.2

销钉材料可采用 45 钢淬火或高碳工具钢,准备剪断处应预先切槽,使剪断处的残余变形最小,以免毛刺过大,有碍于更换报废的销钉。

这类联轴器由于销钉材料力学性能的不稳定,以及制造尺寸的误差等原因,致使工作精度不高;而且销钉剪断后,不能自动恢复工作能力,因而必须停车更换销钉;但由于构造简单,所以对很少过载的机器还常采用。

(二) 滚珠安全离合器

滚珠安全离合器的结构形式很多,这里只介绍较常用的一种。如图 14-24a 所示,离合器由主动齿轮 1、从动盘 2、外套筒 3、弹簧 4、调节螺母 5 组成。主动齿轮 1 活套在轴上,外套筒 3 用花键与从动盘 2 联接,同时又用键与轴相联。在主动齿轮 1 和从动盘 2 的端面内,各沿直径为 D_m 的圆周上制有数量相等的滚珠承窝(一般为 4~8 个),承窝中装入滚珠大半后(图 14-24b 中, $a > \frac{d}{2}$),进行敛口,以免滚珠脱出。正常工作时,由于弹簧 4 的推力使两盘的滚珠互相交错压紧,如图 14-24b 所示,主动齿轮传来的转矩通过滚珠、从动盘、外套筒而传给从动轴。当转矩超过许用值时,弹簧被过大的轴向分力压缩,使从动盘向右移动,原来交错压紧的滚珠因被放松

而相互滑过,此时主动齿轮空转,从动轴即停止转动;当载荷恢复正常时,又可重新传递转矩。弹簧压力的大小可用螺母 5 来调节。

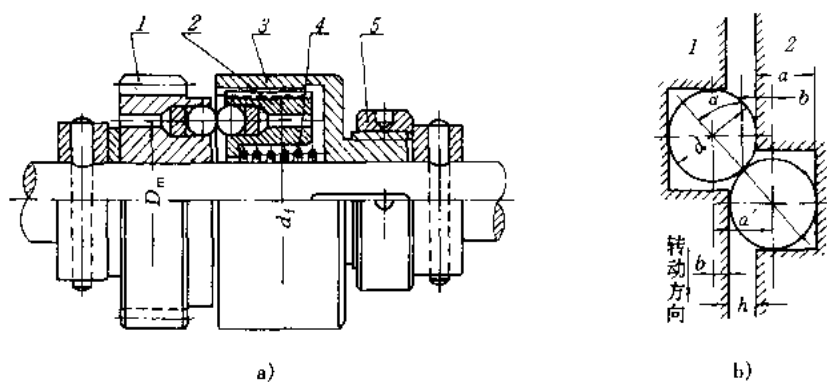


图 14-24 滚珠安全离合器

这种离合器由于滚珠表面会受到较严重的冲击与磨损,故一般只用于传递较小转矩的装置中。

§ 14-5 特殊功用及特殊结构的联轴器及离合器

(一) 定向离合器

定向离合器只能传递单向的转矩,其结构可以是摩擦滚动元件式,也可以是棘轮棘爪式。这里主要介绍前一种。

图 14-25 所示为一种滚柱式定向离合器,由爪轮 1、套筒 2、滚柱 3、弹簧顶杆 4 等组成。如果爪轮 1 为主动轮并作顺时针回转时,滚柱将被摩擦力转动而滚向空隙的收缩部分,并楔紧在爪轮和套筒间,使套筒随爪轮一同回转,离合器即进入接合状态。但当爪轮反向回转时,滚柱即被滚到空隙的宽敞部分,这时离合器即处于分离状态。因而定向离合器只能传递单向的转矩,可在机械中用来防止逆转及完成单向传动。如果在套筒 2 随爪轮 1 旋转的同时,套筒又从另一运动系统获得旋向相同但转速较大的运动时,离合器也将处于分离状态。即从动件的角速度超过主动件时,不能带动主动件回转。这种从动件可以超越主动件的特性可以应用于内燃机等的起动装置中。

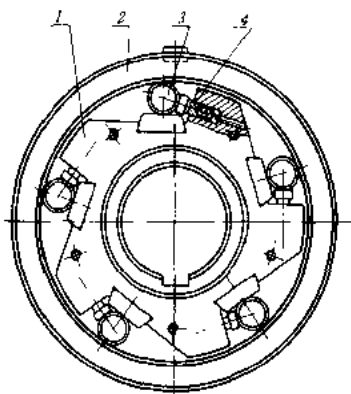


图 14-25 滚柱式定向离合器

(二) 离心离合器

离心离合器按其在静止状态时的离合情况可分为开式和闭式两种:开式只有当达到一定工作转速时,主、从动部分才进入接合;闭式在到达一定工作转速时,主、从动部分才分离。在起动频繁的机器中采用离心离合器,可使电动机在运转稳定后才接入负载。如电动机的起动电流较大或起动力矩很大时,采用开式离心离合器就可避免电动机过热,或防止传动机构受到很大的动载荷。采用闭式离心离合器则可在机器转速过高时起保安作用。又因这种离合器是靠摩擦力传递转矩的,故转矩过大时也可通过打滑而起保安作用。

图 14-26a 所示为开式离心离合器的工作原理图,在两个拉伸螺旋弹簧 3 的弹力作用下,主动部分的一对闸块 2 与从动部分的鼓轮 1 脱开;当转速达到某一数值后,离心力对支点 4 的力矩增加到超过弹簧拉力对支点 4 的力矩时,便使闸块绕支点 4 向外摆动与从动鼓轮 1 压紧,离合器即进入接合状态。当接合面上产生的摩擦

力矩足够大时,主、从动轴即一起转动。图 14-26b 为闭式离心离合器的工作原理图,其作用与上述相反,在正常运转条件下,由于压缩弹簧 3 的弹力,使两个闸块 2 与鼓轮 1 表面压紧,保持接合状态而一起转动;当转速超过某一数值后,离心力矩大于弹簧压力的力矩时,即可使闸块绕支点 4 摆动而与鼓轮脱离接触。

(三) 电磁粉末离合器

图 14-27 所示为电磁粉末离合器的原理图。金属外筒 1 为从动件,嵌有环形励磁线圈 3 的电磁铁 4 与主动轴联接,1 与 4 间留有少量间隙,一般为 $1.5 \sim 2 \text{ mm}$,内装适量的铁和石墨的粉末 2 (这种称为干式;如采用碳化铁加油作为工作介质时,则称为油式或湿式)。当励磁线圈中无电流时,散砂似的粉末不阻碍主、从动件之间的相对运动,离合器处于分离状态;当通入电流时(通常为直流电),电磁粉末即在磁场作用下被吸引而聚集,从而将主、从动件联系起来,离合器即接合。这种离合器在过载滑动时,会产生高温。当温度超过电磁粉末的居里点^①时,则磁性消失,离合器即分离,从而可以起到保安作用。对电磁粉末颗粒大小,有一定要求,工作一定时间后电磁粉末磨损,则须进行更换。

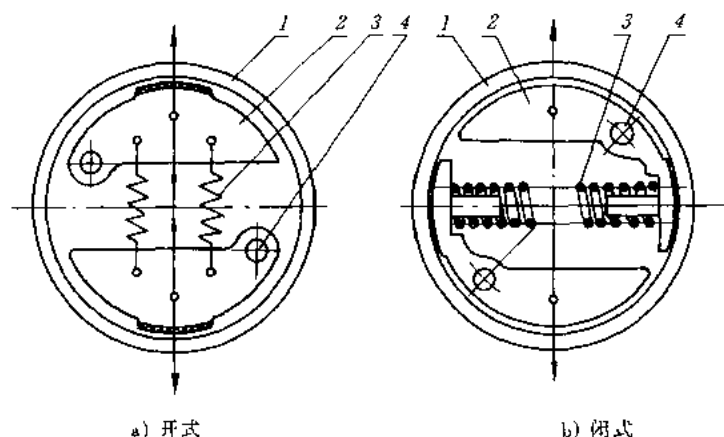


图 14-26 离心离合器的工作原理图

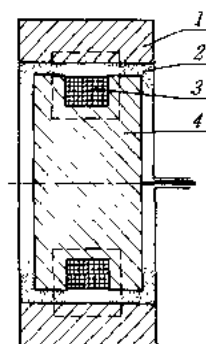


图 14-27 电磁粉末离合器

习 题

14-1 某电动机与油泵之间用弹性套柱销联轴器联接,功率 $P = 4 \text{ kW}$,转速 $n = 960 \text{ r/min}$,轴伸直径 $d = 32 \text{ mm}$,试决定该联轴器的型号(只要求与电动机轴伸联接的半联轴器满足直径要求)。

14-2 某离心式水泵采用弹性柱销联轴器联接,原动机为电动机,传递功率 38 kW ,转速为 300 r/min ,联轴器两端联接轴径均为 50 mm ,试选择该联轴器的型号。若原动机改为活塞式内燃机时,又应如何选择其联轴器?

14-3 一机床主传动换向机构中采用如图 14-20 所示的多盘摩擦离合器,已知主动摩擦盘 5 片,从动摩擦盘 4 片,接合面内径 $D_1 = 60 \text{ mm}$,外径 $D_2 = 110 \text{ mm}$,功率 $P = 4.4 \text{ kW}$,转速 $n = 1214 \text{ r/min}$,摩擦盘材料为淬火钢对淬火钢,试求需要多大的轴向力 F ?

14-4 图 14-23a 所示的剪切销安全联轴器,传递转矩 $T_{\max} = 650 \text{ N}\cdot\text{m}$,销钉直径 $d = 6 \text{ mm}$,销钉材料用 45 钢正火,销钉中心所在圆的直径 $D_m = 100 \text{ mm}$,销钉数 $z = 2$ 。若取 $[\tau] = 0.7\sigma_B$,试求此联轴器在载荷超过多大时方能体现其安全作用。

^① 使铁磁介质中的剩磁化强度消失的温度叫居里点。

第十五章 轴

§ 15-1 概 述

(一) 轴的用途及分类

轴是组成机器的主要零件之一。一切作回转运动的传动零件(例如齿轮、蜗轮等),都必须安装在轴上才能进行运动及动力的传递。因此轴的主要功用是支承回转零件及传递运动和动力。

按照承受载荷的不同,轴可分为转轴、心轴和传动轴三类。工作中既承受弯矩又承受扭矩的轴称为转轴(图 15-1 中的轴)。这类轴在各种机器中最为常见。只承受弯矩而不承受扭矩的轴称为心轴。心轴又分为转动心轴(图 15-2a)和固定心轴(图 15-2b)两种。只承受扭矩而不承受弯矩(或弯矩很小)的轴称为传动轴(图 15-3)。

轴还可按照轴线形状的不同,分为曲轴(图 15-4)和直轴两大类。曲轴通过连杆可以将旋转运动改变为往复直线运动,或作相反的运动变换。直轴根据外形的不同,可分为光轴(图 15-2 中的轴)和阶梯轴(图 15-1 中的轴)两种。光轴形状简单,加工容易,应力集中源少,但轴上的零件不易装配及定位;阶梯轴则正好与光轴相反。因此光轴主要用于心轴和传动轴,阶梯轴则常用于转轴。

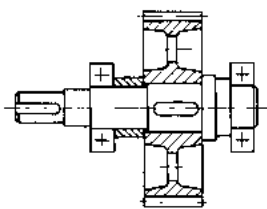


图 15-1 支承齿轮的转轴

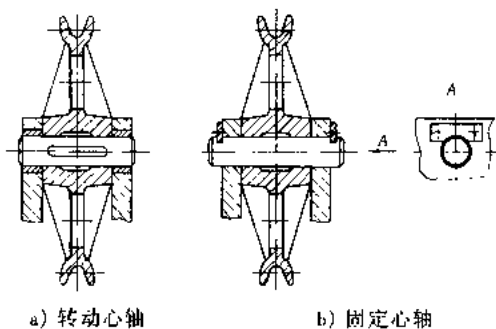


图 15-2 支承滑轮的心轴

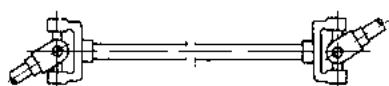


图 15-3 传动轴

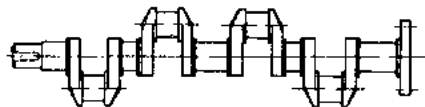


图 15-4 曲轴

直轴一般都制成实心的。在那些由于机器结构的要求而需在轴中装设其它零件或者减小轴

的质量具有特别重大作用的场合,则将轴制成空心的(图 15-5)。空心轴内径与外径的比值通常为 $0.5 \sim 0.6$,以保证轴的刚度及扭转稳定性。

此外,还有一种**钢丝软轴**,又称**钢丝挠性轴**。它是由多组钢丝分层卷绕而成的(图 15-6),具有良好的挠性,可以把回转运动灵活地传到不开敞的空间位置(图 15-7)。

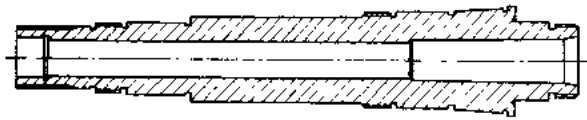


图 15-5 空心轴

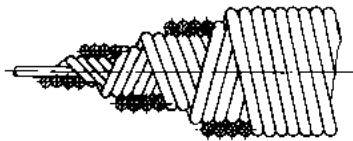


图 15-6 钢丝软轴的绕制

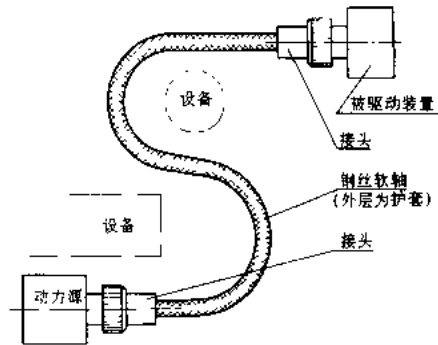


图 15-7 钢丝软轴的应用

(二) 轴设计的主要内容

轴的设计也和其它零件的设计相似,包括结构设计和工作能力计算两方面的内容。

轴的结构设计是根据轴上零件的安装、定位以及轴的制造工艺等方面的要求,合理地确定轴的结构形式和尺寸。轴的结构设计不合理,会影响轴的工作能力和轴上零件的工作可靠性,还会增加轴的制造成本和轴上零件装配的困难等。因此,轴的结构设计是轴设计中的重要内容。

轴的工作能力计算指的是轴的强度、刚度和振动稳定性等方面的计算。多数情况下,轴的工作能力主要取决于轴的强度。这时只需对轴进行强度计算,以防止断裂或塑性变形。而对刚度要求高的轴(如车床主轴)和受力大的细长轴,还应进行刚度计算,以防止工作时产生过大的弹性变形。对高速运转的轴,还应进行振动稳定性计算,以防止发生共振而破坏。

(三) 轴的材料

轴的材料主要是碳钢和合金钢。钢轴的毛坯多数用轧制圆钢和锻件,有的则直接用圆钢。

由于碳钢比合金钢价廉,对应力集中的敏感性较低,同时也可以热处理或化学热处理的办法提高其耐磨性和抗疲劳强度,故采用碳钢制造轴尤为广泛,其中最常用的是 45 钢。

合金钢比碳钢具有更高的力学性能和更好的淬火性能。因此,在传递大动力,并要求减小尺寸与质量,提高轴颈的耐磨性,以及处于高温或低温条件下工作的轴,常采用合金钢。

必须指出:在一般工作温度下(低于 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$),各种碳钢和合金钢的弹性模量均相差不多,因此在选择钢的种类和决定钢的热处理方法时,所根据的是强度与耐磨性,而不是轴的弯曲或扭转刚度。但也应当注意,在既定条件下,有时也可选择强度较低的钢材,而用适当增大轴的截面面积的办法来提高轴的刚度。

各种热处理(如高频淬火、渗碳、氮化、氰化等)以及表面强化处理(如喷丸、滚压等),对提高轴的抗疲劳强度都有着显著的效果。

高强度铸铁和球墨铸铁容易作成复杂的形状,且具有价廉、良好的吸振性和耐磨性,以及对

应力集中的敏感性较低等优点,可用于制造外形复杂的轴。

表 15-1 中列出了轴的常用材料及其主要力学性能。

表 15-1 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	抗拉强度 极限 σ_B	屈服强度 极限 σ_S	弯曲疲 劳极限 σ_{-1}	剪切疲 劳极限 τ_{-1}	许用弯 曲应力 [σ_{-1}]	备 注
				MPa					
Q235 - A	热轧或锻 后空冷	≤ 100		400 ~ 420	225	170	105	40	用于不重要及受 载荷不大的轴
		$> 100 \sim 250$		375 ~ 390	215				
45	正火	≤ 100	170 ~ 217	590	295	255	140	55	应用最广泛
	回火	$> 100 \sim 300$	162 ~ 217	570	285	245	135		
	调质	≤ 200	217 ~ 255	640	355	275	155	60	
40Cr	调质	≤ 100	241 ~ 286	735	540	355	200	70	用于载荷较大,而 无很大冲击的重要 轴
		$> 100 \sim 300$		685	490	335	185		
40CrNi	调质	≤ 100	270 ~ 300	900	735	430	260	75	用于很重要的轴
		$> 100 \sim 300$	240 ~ 270	785	570	370	210		
38SiMnMo	调质	≤ 100	229 ~ 286	735	590	365	210	70	用于重要的轴,性 能近于 40CrNi
		$> 100 \sim 300$	217 ~ 269	685	540	345	195		
38CrMoAlA	调质	≤ 60	293 ~ 321	930	785	440	280	75	用于要求高耐磨 性,高强度且热处理 (氮化)变形很小的 轴
		$> 60 \sim 100$	277 ~ 302	835	685	410	270		
		$> 100 \sim 160$	241 ~ 277	785	590	375	220		
20Cr	渗碳 淬火 回火	≤ 60	渗碳 56 ~ 62 HRC	640	390	305	160	60	用于要求强度及 韧性均较高的轴
3 Cr13	调质	≤ 100	≥ 241	835	635	395	230	75	用于腐蚀条件下 的轴
1Cr18Ni9Ti	淬火	≤ 100	≤ 192	530	195	190	115	45	用于高、低温及腐 蚀条件下的轴
		$> 100 \sim 200$		490		180	110		
QT600 - 3			190 ~ 270	600	370	215	185		用于制造复杂外 形的轴
QT800 - 2			245 ~ 335	800	480	290	250		

注:1) 表中所列疲劳极限 σ_{-1} 值是按下列关系式计算的,供设计时参考。碳钢: $\sigma_{-1} \approx 0.43\sigma_B$;合金钢: $\sigma_{-1} \approx 0.2(\sigma_B + \sigma_S) + 100$;不锈钢: $\sigma_{-1} \approx 0.27(\sigma_B + \sigma_S)$; $\tau_{-1} \approx 0.156(\sigma_B + \sigma_S)$;球墨铸铁: $\sigma_{-1} \approx 0.36\sigma_B$, $\tau_{-1} \approx 0.31\sigma_B$ 。

2) 1Cr18Ni9Ti(GB 1221-84)可选用,但不推荐。

§ 15-2 轴的结构设计

轴的结构设计包括定出轴的合理外形和全部结构尺寸。

轴的结构主要取决于以下因素:轴在机器中的安装位置及形式;轴上安装的零件的类型、尺寸、数量以及和轴联接的方法;载荷的性质、大小、方向及分布情况;轴的加工工艺等。由于影响

轴的结构因素较多,且其结构形式又要随着具体情况的不同而异,所以轴没有标准的结构形式。设计时,必须针对不同情况进行具体的分析。但是,不论何种具体条件,轴的结构都应满足:轴和装在轴上的零件要有准确的工作位置;轴上的零件应便于装拆和调整;轴应具有良好的制造工艺性等。下面讨论轴的结构设计中要解决的几个主要问题。

(一) 拟定轴上零件的装配方案

拟定轴上零件的装配方案是进行轴的结构设计的前提,它决定着轴的基本形式。所谓装配方案,就是预定出轴上主要零件的装配方向、顺序和相互关系。例如图 15-8 中的装配方案是:齿轮、套筒、右端轴承、轴承端盖、半联轴器依次从轴的右端向左安装,左端只装轴承及其端盖。这样就对各轴段的粗细顺序作了初步安排。拟定装配方案时,一般应考虑几个方案,进行分析比较与选择。

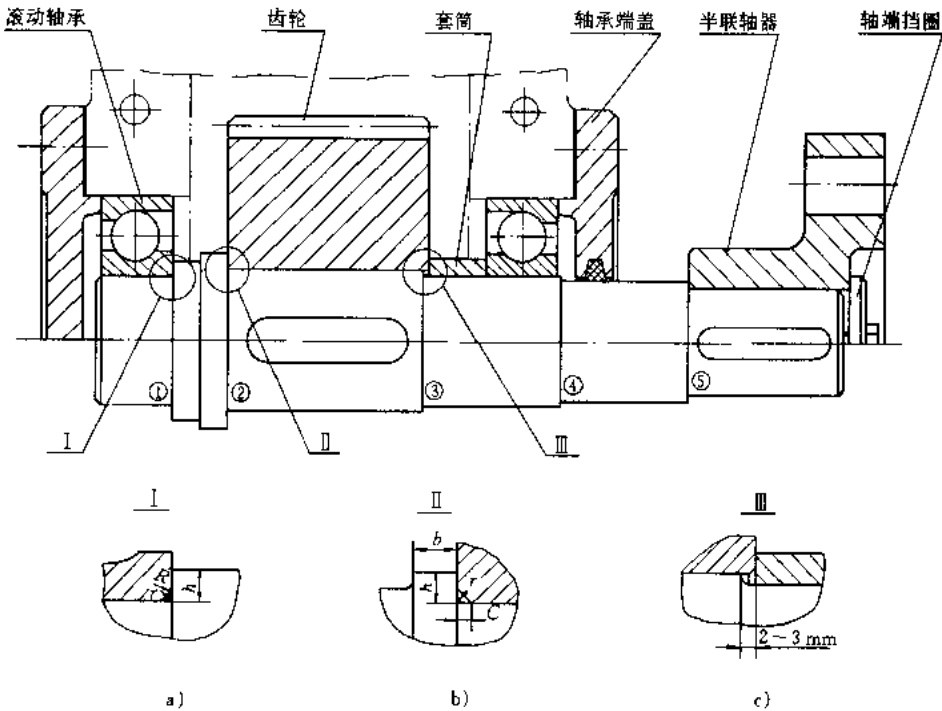


图 15-8 轴上零件装配与轴的结构示例

(二) 轴上零件的定位

为了防止轴上零件受力时发生沿轴向或周向的相对运动,轴上零件除了有游动或空转的要求者外,都必须进行轴向和周向定位,以保证其准确的工作位置。

1. 零件的轴向定位

轴上零件的轴向定位是以轴肩、套筒、轴端挡圈、轴承端盖(图 15-8)圆螺母等来保证的。

轴肩分为定位轴肩(如图 15-8 中的轴肩①、②、⑤)和非定位轴肩(轴肩③、④)两类。利用轴肩定位是最方便可靠的方法,但采用轴肩就必然会使轴的直径加大,而且轴肩处将因截面突变而引起应力集中。另外,轴肩过多时也不利于加工。因此,轴肩定位多用于轴向力较大的场合。

定位轴肩的高度 h 一般取为 $h = (0.07 \sim 0.1) d$, d 为与零件相配处的轴的直径,单位为 mm。滚动轴承的定位轴肩(如图 15-8 中的轴肩①)高度必须低于轴承内圈端面的高度,以便拆卸轴承,轴肩的高度可查手册中轴承的安装尺寸。为了使零件能靠紧轴肩而得到准确可靠的定位,轴肩处的过渡圆角半径 r 必须小于与之相配的零件毂孔端部的圆角半径 R 或倒角尺寸 C (图 15-8a, b)。轴和零件上的倒角和圆角尺寸的常用范围见表 15-2。非定位轴肩是为了加工和装配方便而设置的,其高度没有严格的规定,一般取为 1~2 mm。

表 15-2 零件倒角 C 与圆角半径 R 的推荐值 mm

直径 d	> 6 ~ 10		> 10 ~ 18	> 18 ~ 30	> 30 ~ 50		> 50 ~ 80	> 80 ~ 120	> 120 ~ 180
C 或 R	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.6	2.0	2.5	3.0

套筒定位(图 15-8)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,一般用于轴上两个零件之间的定位。如两零件的间距较大时,不宜采用套筒定位,以免增大套筒的质量及材料用量。因套筒与轴的配合较松,如轴的转速很高时,也不宜采用套筒定位。

轴端挡圈适用于固定轴端零件,可以承受较大的轴向力。轴端挡圈可采用单螺钉固定(图 15-8),为了防止轴端挡圈转动造成螺钉松脱,可加圆柱销锁定轴端挡圈(图 15-9a),也可采用双螺钉加止动垫片防松(图 15-9b)等固定方法。

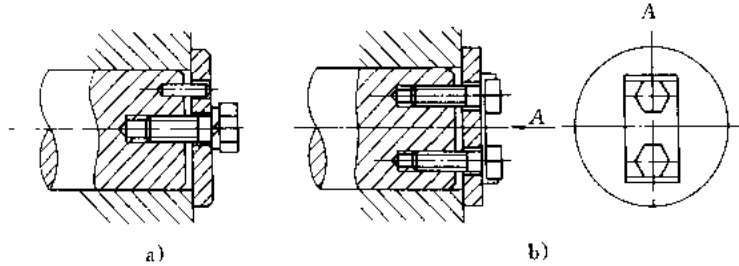
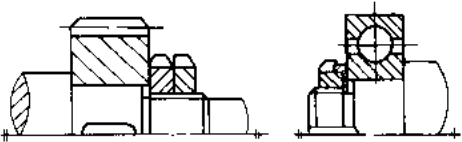


图 15-9 轴端挡圈定位

圆螺母定位(图 15-10)可承受大的轴向力,但轴上螺纹处有较大的应力集中,会降低轴的疲劳强度,故一般用于固定轴端的零件,有双圆螺母(图 15-10a)和圆螺母与止动垫圈(图 15-10b)两种型式。当轴上两零件间距离较大不宜使用套筒定位时,也常采用圆螺母定位。

轴承端盖用螺钉或棒槽与箱体联接而使滚动轴承的外圈得到轴向定位。在一般情况下,整个轴的轴向定位也常利用轴承端盖来实现(图 15-8)。

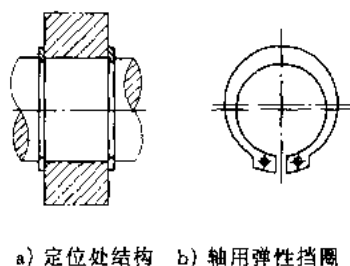
利用弹性挡圈(图 15-11)、紧定螺钉(参看图 5-4)及锁紧挡圈(图 15-12)等进行轴向定位,只适用于零件上的轴向力不大之处。紧定螺钉和锁紧挡圈常用于光轴上零件的定位。此外,对于承受冲击载荷和同心度要求



a) 双圆螺母 b) 圆螺母与止动垫圈

图 15-10 圆螺母定位

较高的轴端零件,也可采用圆锥面定位(图 15-13)。



a) 定位处结构 b) 轴用弹性挡圈

图 15-11 弹性挡圈定位

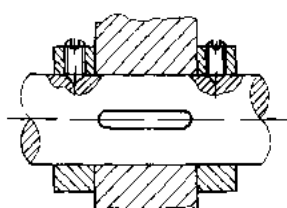


图 15-12 锁紧挡圈定位

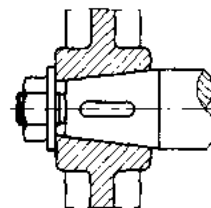


图 15-13 圆锥面定位

2. 零件的周向定位

周向定位的目的是限制轴上零件与轴发生相对转动。常用的周向定位零件有键、花键、销、紧定螺钉以及过盈配合等,其中紧定螺钉只用在传力不大之处。

(三) 各轴段直径和长度的确定

零件在轴上的定位和装拆方案确定后,轴的形状便大体确定。各轴段所需的直径与轴上的载荷大小有关。初步确定轴的直径时,通常还不知道支反力的作用点,不能决定弯矩的大小与分布情况,因而还不能按轴所受的具体载荷及其引起的应力来确定轴的直径。但在进行轴的结构设计前,通常已能求得轴所受的扭矩。因此,可按轴所受的扭矩初步估算轴所需的直径(见 § 15-3)。将初步求出的直径作为承受扭矩的轴段的最小直径 d_{\min} ,然后再按轴上零件的装配方案和定位要求,从 d_{\min} 处起逐一确定各段轴的直径。在实际设计中,轴的直径亦可凭设计者的经验取定,或参考同类机器用类比的方法确定。

有配合要求的轴段,应尽量采用标准直径。安装标准件(如滚动轴承、联轴器、密封圈等)部位的轴径,应取为相应的标准值及所选配合的公差。

为了使齿轮、轴承等有配合要求的零件装拆方便,并减少配合表面的擦伤,在配合轴段前应采用较小的直径(如图 15-8 中轴肩③、④右侧的直径)。为了使与轴作过盈配合的零件易于装配,相配轴段的压入端应制出锥度(图 15-14);或在同一轴段的两个部位上采用不同的尺寸公差(图 15-15)。

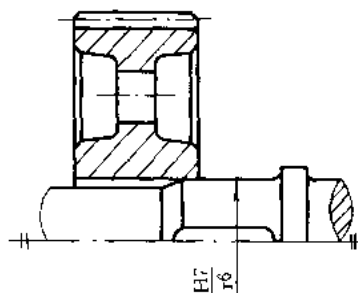


图 15-14 轴的装配锥度

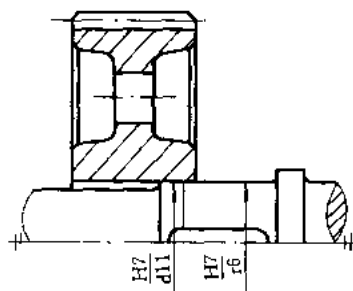


图 15-15 采用不同的尺寸公差

确定各轴段长度时,应尽可能使结构紧凑,同时还要保证零件所需的装配或调整空间。轴的各段长度主要是根据各零件与轴配合部分的轴向尺寸和相邻零件间必要的空隙来确定的。为了

保证轴向定位可靠,与齿轮和联轴器等零件相配合部分的轴段长度一般应比轮毂长度短 2~3 mm(图 15-8c)。

(四) 提高轴的强度的常用措施

轴和轴上零件的结构、工艺以及轴上零件的安装布置等对轴的强度有很大的影响,所以应在这些方面进行充分考虑,以利提高轴的承载能力,减小轴的尺寸和机器的质量,降低制造成本。

1. 合理布置轴上零件以减小轴的载荷

为了减小轴所承受的弯矩,传动件应尽量靠近轴承,并尽可能不采用悬臂的支承形式,力求缩短支承跨距及悬臂长度等。

当转矩由一个传动件输入,而由几个传动件输出时,为了减小轴上的扭矩,应将输入件放在中间,而不要置于一端。如图 15-16 所示,输入转矩为 $T_1 = T_2 + T_3 + T_4$,轴上各轮按图 15-16a 的布置方式,轴所受最大扭矩为 $T_2 + T_3 + T_4$,如改为图 15-16b 的布置方式,最大扭矩仅为 $T_3 + T_4$ 。

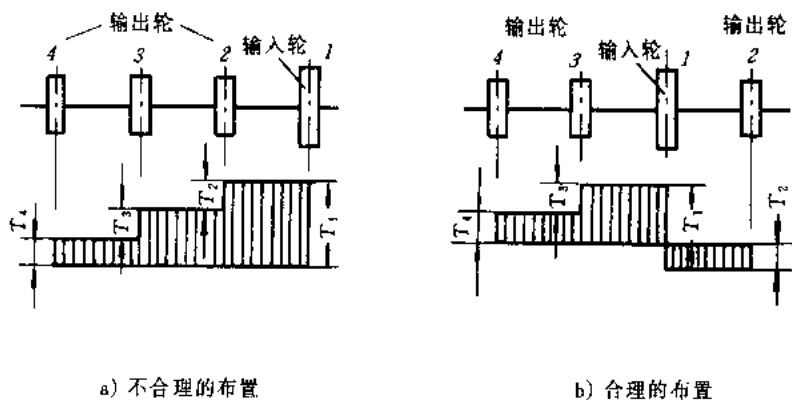


图 15-16 轴上零件的布置

2. 改进轴上零件的结构以减小轴的载荷

通过改进轴上零件的结构也可减小轴上的载荷。例如图 15-17 所示起重卷筒的两种安装方案中,图 a 的方案是大齿轮和卷筒联在一起,转矩经大齿轮直接传给卷筒,卷筒轴只受弯矩而不受扭矩;而图 b 的方案是大齿轮将转矩通过轴传到卷筒,因而卷筒轴既受弯矩又受扭矩。在同样的载荷 F 作用下,图 a 中轴的直径显然可比图 b 中的轴径小。

3. 改进轴的结构以减小应力集中的影响

轴通常是在变应力条件下工作的,轴的截面尺寸发生突变处要产生应力集中,轴的疲劳破坏往往在此处发生。为了提高轴的疲劳强度,应尽量减少应力集中源和降低应力集中的程度。为此,轴肩处应采用较大的过渡圆角半径 r 来降低应力集中。但对定位轴肩,还必须保证零件得到可靠的定位。当靠轴肩定位的零件的圆角半径很小时(如滚动轴承内圈的圆角),为了增大轴肩处的圆角半径,可采用内凹圆角(图 15-18a)或加装隔离环(图 15-18b)。

当轴与轮毂为过盈配合时,配合边缘处会产生较大的应力集中(图 15-19a)。为了减小应力集中,可在轮毂上或轴上开减载槽(图 15-19b,c);或者加大配合部分的直径(图 15-19d)。由于配合的过盈量愈大,引起的应力集中也愈严重,因而在设计中应合理选择零件与轴的配合。

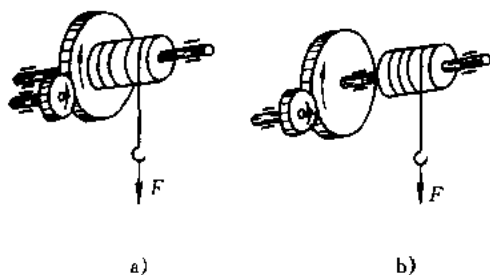


图 15-17 起重卷筒的两种安装方案

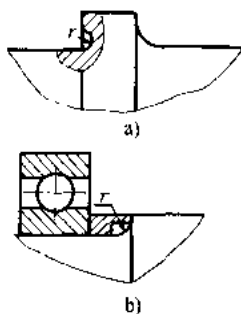


图 15-18 轴肩过渡结构

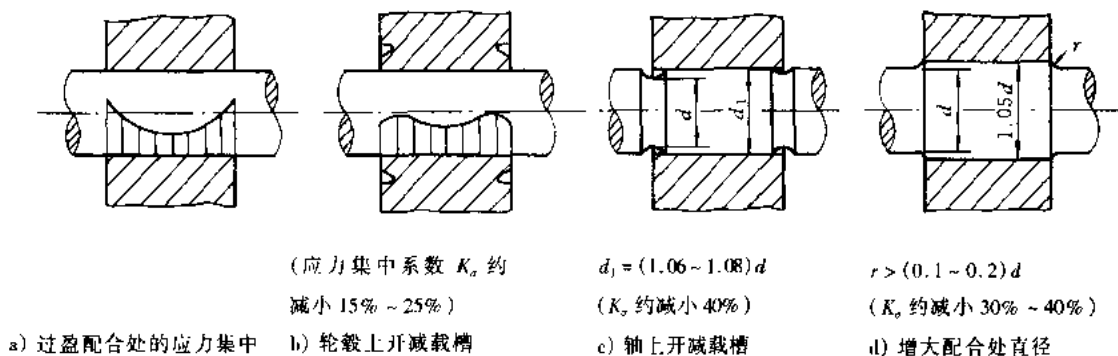


图 15-19 轴毂配合处的应力集中及其降低方法

用盘铣刀加工的键槽比用键槽铣刀加工的键槽在过渡处对轴的截面削弱较为平缓(参看图 6-1b、c),因而应力集中较小;渐开线花键比矩形花键在齿根处的应力集中小,在作轴的结构设计时应妥加考虑。此外,由于切制螺纹处的应力集中较大,故应尽可能避免在轴上受载较大的区段切制螺纹。

4. 改进轴的表面质量以提高轴的疲劳强度

轴的表面粗糙度和表面强化处理方法也会对轴的疲劳强度产生影响。轴的表面愈粗糙,疲劳强度也愈低。因此,应合理减小轴的表面及圆角处的加工粗糙度值。当采用对应力集中甚为敏感的高强度材料制作轴时,表面质量尤应予以注意。

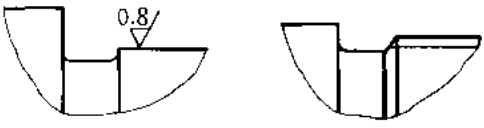
表面强化处理的方法有:表面高频淬火等热处理;表面渗碳、氰化、氮化等化学热处理;碾压、喷丸等强化处理。通过碾压、喷丸进行表面强化处理时,可使轴的表层产生预压应力,从而提高轴的抗疲劳能力。

(五) 轴的结构工艺性

轴的结构工艺性是指轴的结构形式应便于加工和装配轴上的零件,并且生产率高,成本低。一般地说,轴的结构越简单,工艺性越好。因此,在满足使用要求的前提下,轴的结构形式应尽量简化。

为了便于装配零件并去掉毛刺,轴端应制出 45° 的倒角;需要磨削加工的轴段,应留有砂轮越程槽(图 15-20a);需要切制螺纹的轴段,应留有退刀槽(图 15-20b)。它们的尺寸可参看标准或手册。

为了减少装夹工件的时间,同一轴上不同轴段的键槽应布置(或投影)在轴的同一母线上。为了减少加工刀具种类和提高劳动生产率,轴上直径相近处的圆角、倒角、键槽宽度、砂轮越程槽宽度和退刀槽宽度等应尽可能采用相同的尺寸。



a) 砂轮越程槽 b) 螺纹退刀槽

图 15-20

通过上面的讨论已可进一步说明,轴上零件的装配方案对轴的结构形式起着决定性的作用。为了强调同时拟定不同的装配方案进行分析对比与选择的重要性,现以圆锥-圆柱齿轮减速器(图 15-21)输出轴的两两种装配方案(图 15-22)为例进行对比。显而易见,图 b 较图 a 多了一个用于轴向定位的长套筒,使机器的零件增多,质量增大。相比之下,可知图 a 中的装配方案较为合理。

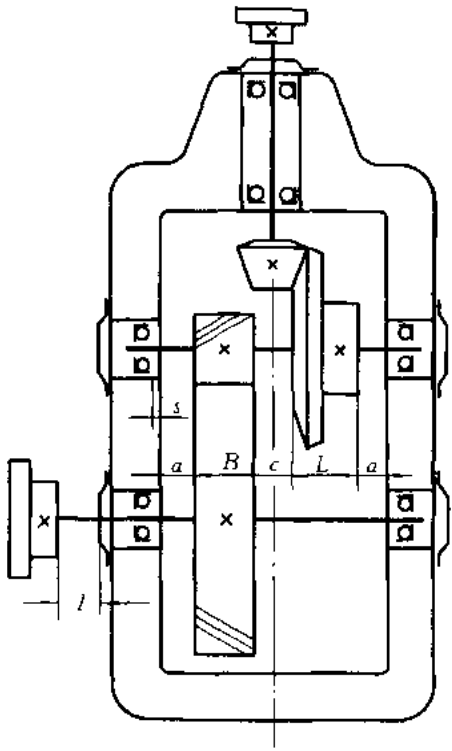


图 15-21 圆锥-圆柱齿轮减速器简图

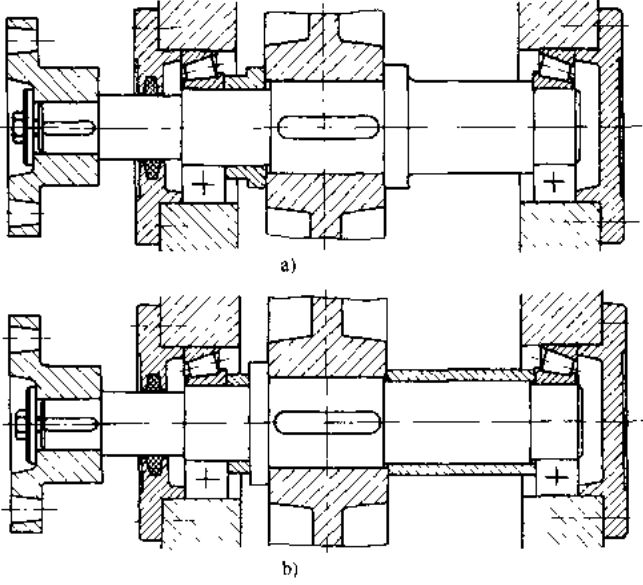


图 15-22 输出轴的两两种结构方案

§ 15-3 轴 的 计 算

轴的计算通常都是在初步完成结构设计后进行校核计算,计算准则是满足轴的强度或刚度要求,必要时还应校核轴的振动稳定性。

(一) 轴的强度校核计算

进行轴的强度校核计算时,应根据轴的具体受载及应力情况,采取相应的计算方法,并恰当

地选取其许用应力。对于仅仅(或主要)承受扭矩的轴(传动轴),应按扭转强度条件计算;对于只承受弯矩的轴(心轴),应按弯曲强度条件计算;对于既承受弯矩又承受扭矩的轴(转轴),应按弯扭合成强度条件进行计算,需要时还应按疲劳强度条件进行精确校核。此外,对于瞬时过载很大或应力循环不对称性较为严重的轴,还应按峰尖载荷校核其静强度,以免产生过量的塑性变形。下面介绍几种常用的计算方法。

1. 按扭转强度条件计算

这种方法是只按轴所受的扭矩来计算轴的强度;如果还受有不大的弯矩时,则用降低许用扭转切应力的办法予以考虑。在作轴的结构设计时,通常用这种方法初步估算轴径。对于不大重要的轴,也可作为最后计算结果。轴的扭转强度条件为

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} \approx \frac{9\,550\,000}{0.2d^3} \frac{P}{n} \leq [\tau_T] \quad (15-1)$$

式中: τ_T ——扭转切应力,单位为 MPa;

T ——轴所受的扭矩,单位为 N·mm;

W_T ——轴的抗扭截面系数,单位为 mm³;

n ——轴的转速,单位为 r/min;

P ——轴传递的功率,单位为 kW;

d ——计算截面处轴的直径,单位为 mm;

$[\tau_T]$ ——许用扭转切应力,单位为 MPa,见表 15-3。

表 15-3 轴常用几种材料的 $[\tau_T]$ 及 A_0 值

轴的材料	Q235 - A、20	Q275、35 (1Cr18Ni9Ti)	45	40Cr、35SiMn 38SiMnMo、3Cr13
$[\tau_T]/\text{MPa}$	15 ~ 25	20 ~ 35	25 ~ 45	35 ~ 55
A_0	149 ~ 126	135 ~ 112	126 ~ 103	112 ~ 97

注:1) 表中 $[\tau_T]$ 值是考虑了弯矩影响而降低了的许用扭转切应力。

2) 在下述情况时, $[\tau_T]$ 取较大值, A_0 取较小值:弯矩较小或只受扭矩作用、载荷较平稳、无轴向载荷或只有较小的轴向载荷、减速器的低速轴、轴只作单向旋转;反之, $[\tau_T]$ 取较小值, A_0 取较大值。

由上式可得轴的直径

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9\,550\,000P}{0.2[\tau_T] \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{9\,550\,000}{0.2[\tau_T]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (15-2)$$

式中 $A_0 = \sqrt[3]{9\,550\,000/0.2[\tau_T]}$, 查表 15-3。对于空心轴,则

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n(1-\beta^4)}} \quad (15-3)$$

式中 $\beta = \frac{d_1}{d}$, 即空心轴的内径 d_1 与外径 d 之比,通常取 $\beta = 0.5 \sim 0.6$ 。

应当指出,当轴截面上开有键槽时,应增大轴径以考虑键槽对轴的强度的削弱。对于直径 $d > 100$ mm 的轴,有一个键槽时,轴径增大 3%;有两个键槽时,应增大 7%。对于直径 $d \leq 100$ mm 的轴,有一个键槽时,轴径增大 5% ~ 7%;有两个键槽时,应增大 10% ~ 15%。然后将轴径圆整

为标准直径。应当注意,这样求出的直径,只能作为承受扭矩作用的轴段的最小直径 d_{\min} 。

2. 按弯扭合成强度条件计算

通过轴的结构设计,轴的主要结构尺寸,轴上零件的位置,以及外载荷和支反力的作用位置均已确定,轴上的载荷(弯矩和扭矩)已可以求得,因而可按弯扭合成强度条件对轴进行强度校核计算。一般的轴用这种方法计算即可。其计算步骤如下:

1) 作出轴的计算简图(即力学模型)

轴所受的载荷是从轴上零件传来的。计算时,常将轴上的分布载荷简化为集中力,其作用点取为载荷分布段的中点。作用在轴上的扭矩,一般从传动件轮毂宽度的中点算起。通常把轴当作置于铰链支座上的梁,支反力的作用点与轴承的类型和布置方式有关,可按图 15-23 来确定。图 b 中的 a 值可查滚动轴承样本或手册,图 d 中的 e 值与滑动轴承的宽径比 B/d 有关。当 $B/d \leq 1$ 时,取 $e = 0.5B$; 当 $B/d > 1$ 时,取 $e = 0.5d$,但不小于 $(0.25 \sim 0.35)B$; 对于调心轴承, $e = 0.5B$ 。

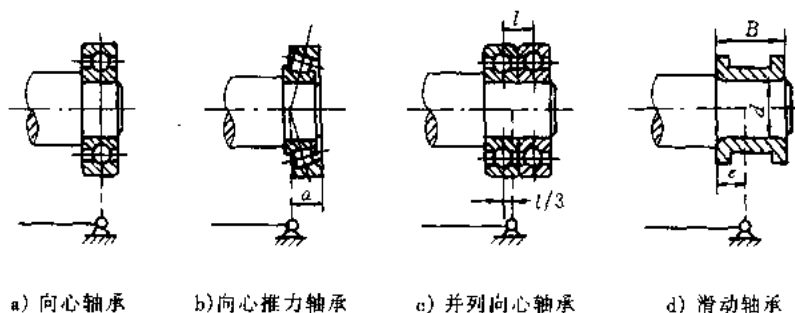


图 15-23 轴的支反力作用点

在作计算简图时,应先求出轴上受力零件的载荷(若为空间力系,应把空间力分解为圆周力、径向力和轴向力,然后把它们全部转化到轴上),并将其分解为水平分力和垂直分力,如图 15-24a 所示。然后求出各支承处的水平反力 F_{NH} 和垂直反力 F_{NV} (轴向反力可表示在适当的面上,图 15-24c 是表示在垂直面上,故标以 F'_{NV1})。

2) 作出弯矩图

根据上述简图,分别按水平面和垂直面计算各力产生的弯矩,并按计算结果分别作出水平面上的弯矩 M_H 图(图 15-24b)和垂直面上的弯矩 M_V 图(图 15-24c)^①; 然后按下式计算总弯矩并作出 M 图(图 15-24d);

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

3) 作出扭矩图

扭矩图如图 15-24e 所示。

4) 校核轴的强度

已知轴的弯矩和扭矩后,可针对某些危险截面(即弯矩和扭矩大而轴径可能不足的截面)作弯扭合成强度校核计算。按第三强度理论,计算应力

① 图中支反力 F_{NV2} 的假设方向与后面例题中的计算结果相反,因此,垂直面弯矩图的右段为负弯矩。

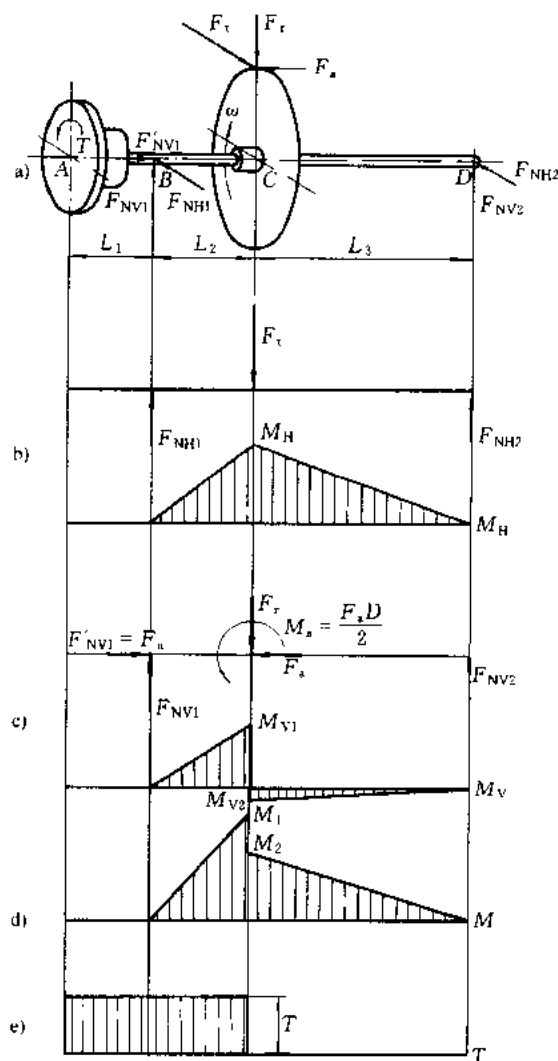


图 15-24 轴的载荷分析图

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

通常由弯矩所产生的弯曲应力 σ 是对称循环变应力, 而由扭矩所产生的扭转切应力 τ 则常常不是对称循环变应力。为了考虑两者循环特性不同的影响, 引入折合系数 α , 则计算应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2} \quad (15-4)$$

式中的弯曲应力为对称循环变应力。当扭转切应力为静应力时, 取 $\alpha \approx 0.3$; 当扭转切应力为脉动循环变应力时, 取 $\alpha \approx 0.6$; 若扭转切应力亦为对称循环变应力时, 则取 $\alpha = 1$ 。

对于直径为 d 的圆轴, 弯曲应力 $\sigma = \frac{M}{W}$, 扭转切应力 $\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{T}{2W}$, 将 σ 和 τ 代入式(15-4), 则轴的弯扭合成强度条件为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{\alpha T}{2W}\right)^2} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \leq [\sigma_{-1}] \quad (15-5)$$

式中: σ_{ca} ——轴的计算应力, 单位为 MPa;

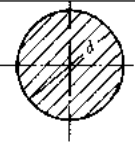
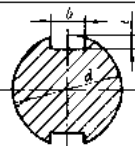
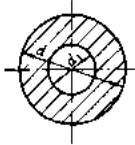
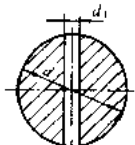
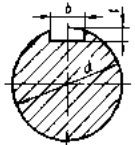
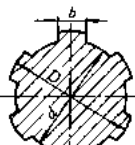
M ——轴所受的弯矩, 单位为 $N \cdot mm$;

T ——轴所受的扭矩, 单位为 $N \cdot mm$;

W ——轴的抗弯截面系数, 单位为 mm^3 , 计算公式见表 15-4;

$[\sigma_{-1}]$ ——对称循环变应力时轴的许用弯曲应力, 其值按表 15-1 选用。

表 15-4 抗弯、抗扭截面系数计算公式

截 面	W	W_T	截 面	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2d^3$		$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32}(1-\beta^4)$ $\approx 0.1d^3(1-\beta^4)$ $\beta = \frac{d_1}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16}(1-\beta^4)$ $\approx 0.2d^3(1-\beta^4)$ $\beta = \frac{d_1}{d}$		$\frac{\pi d^3}{32}\left(1-1.54\frac{d_1}{d}\right)$	$\frac{\pi d^3}{16}\left(1-\frac{d_1}{d}\right)$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$		$\left[\frac{\pi d^4 + (D-d)(D+d)^2zb}{32D}\right]$ z —花键齿数	$\left[\frac{\pi d^4 + (D-d)(D+d)^2zb}{16D}\right]$ z —花键齿数

注: 近似计算时, 单、双键槽一般可忽略, 花键轴截面可视为直径等于平均直径的圆截面。

由于心轴工作时只承受弯矩而不承受扭矩, 所以在应用式(15-5)时, 应取 $T=0$ 。转动心轴的弯矩在轴截面上所引起的应力是对称循环变应力。对于固定心轴, 考虑起动、停车等的影响, 弯矩在轴截面上所引起的应力可视为脉动循环变应力, 所以在应用式(15-5)时, 固定心轴的许用应力应为 $[\sigma_0]$ ($[\sigma_0]$ 为脉动循环变应力时的许用弯曲应力), $[\sigma_0] \approx 1.7[\sigma_{-1}]$ 。

3. 按疲劳强度条件进行精确校核

这种校核计算的实质在于确定变应力情况下轴的安全程度。在已知轴的外形、尺寸及载荷的基础上, 即可通过分析确定出一个或几个危险截面(这时不仅要考虑弯曲应力和扭转切应力的影响, 而且要考虑应力集中和绝对尺寸等因素影响的程度), 按式(3-35)求出计算安全系数 S_{ca} 并应使其稍大于或至少等于设计安全系数 S , 即

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S \quad (15-6)$$

① 轴向力引起的压应力和弯曲应力相比, 一般较小, 故忽略不计(但如过大时, 除须计入外, 还应考虑轴的失稳问题)。

仅有法向应力时,应满足

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma - 1}{K_{\sigma}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m} \geq S \quad (15-7)$$

仅有扭转切应力时,应满足

$$S_{\tau} = \frac{\tau - 1}{K_{\tau}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m} \geq S \quad (15-8)$$

以上诸式中的符号及有关数据已在第三章内说明,此处不再重复。设计安全系数值可按下述情况选取。

$S = 1.3 \sim 1.5$, 用于材料均匀, 载荷与应力计算精确时;

$S = 1.5 \sim 1.8$, 用于材料不够均匀, 计算精确度较低时;

$S = 1.8 \sim 2.5$, 用于材料均匀性及计算精确度很低, 或轴的直径 $d > 200 \text{ mm}$ 时。

4. 按静强度条件进行校核

静强度校核的目的在于评定轴对塑性变形的抵抗能力。这对那些瞬时过载很大, 或应力循环的不对称性较为严重的轴是很必要的。轴的静强度是根据轴上作用的最大瞬时载荷来校核的。静强度校核时的强度条件是

$$S_{Sca} = \frac{S_{S\sigma} S_{S\tau}}{\sqrt{S_{S\sigma}^2 + S_{S\tau}^2}} \geq S_S \quad (15-9)$$

式中: S_{Sca} ——危险截面静强度的计算安全系数;

S_S ——按屈服强度的设计安全系数:

$S_S = 1.2 \sim 1.4$, 用于高塑性材料 ($\sigma_S/\sigma_B \leq 0.6$) 制成的钢轴;

$S_S = 1.4 \sim 1.8$, 用于中等塑性材料 ($\sigma_S/\sigma_B = 0.6 \sim 0.8$) 的钢轴;

$S_S = 1.8 \sim 2$, 用于低塑性材料的钢轴;

$S_S = 2 \sim 3$, 用于铸造轴。

$S_{S\sigma}$ ——只考虑弯矩和轴向力时的安全系数, 见式(15-10);

$S_{S\tau}$ ——只考虑扭矩时的安全系数, 见式(15-11);

$$S_{S\sigma} = \frac{\sigma_S}{\left(\frac{M_{\max}}{W} + \frac{F_{a\max}}{A} \right)} \quad (15-10)$$

$$S_{S\tau} = \frac{\tau_S}{T_{\max}/W_T} \quad (15-11)$$

式中: σ_S, τ_S ——材料的抗弯和抗扭屈服极限, 单位为 MPa, 其中 $\tau_S = (0.55 \sim 0.62)\sigma_S$;

M_{\max}, T_{\max} ——轴的危险截面上所受的最大弯矩和最大扭矩, 单位为 $\text{N}\cdot\text{mm}$;

$F_{a\max}$ ——轴的危险截面上所受的最大轴向力, 单位为 N;

A ——轴的危险截面的面积, 单位为 mm^2 ;

W, W_T ——分别为危险截面的抗弯和抗扭截面系数, 单位为 mm^3 , 见表 15-4。

(二) 轴的刚度校核计算

轴在载荷作用下, 将产生弯曲或扭转变形。若变形量超过允许的限度, 就会影响轴上零件的正常工作, 甚至会丧失机器应有的工作性能。例如, 安装齿轮的轴, 若弯曲刚度(或扭转刚度)不

足而导致挠度(或扭转角)过大时,将影响齿轮的正确啮合,使齿轮沿齿宽和齿高方向接触不良,造成载荷在齿面上严重分布不均。又如采用滑动轴承的轴,若挠度过大而导致轴颈偏斜过大时,将使轴颈和滑动轴承发生边缘接触,造成不均匀磨损和过度发热。因此,在设计有刚度要求的轴时,必须进行刚度的校核计算。

轴的弯曲刚度以挠度或偏转角来度量;扭转刚度以扭转角来度量。轴的刚度校核计算通常是计算出轴在受载时的变形量,并控制其不大于允许值。

1. 轴的弯曲刚度校核计算

常见的轴大多可视为简支梁。若是光轴,可直接用材料力学中的公式计算其挠度或偏转角;若是阶梯轴,如果对计算精度要求不高,则可用当量直径法作近似计算。即把阶梯轴看成是当量直径为 d_v 的光轴,然后再按材料力学中的公式计算。当量直径 d_v (单位为 mm) 为

$$d_v = \sqrt[4]{\frac{L}{\sum_{i=1}^z \frac{l_i}{d_i^4}}} \quad (15-12)$$

式中: l_i ——阶梯轴第 i 段的长度,单位为 mm;

d_i ——阶梯轴第 i 段的直径,单位为 mm;

L ——阶梯轴的计算长度,单位为 mm;

z ——阶梯轴计算长度内的轴段数。

当载荷作用于两支承之间时, $L = l$ (l 为支承跨距);当载荷作用于悬臂端时, $L = l + K$ (K 为轴的悬臂长度,单位为 mm)。

轴的弯曲刚度条件为:

$$\text{挠度} \quad y \leq [\gamma] \quad (15-13)$$

$$\text{偏转角} \quad \theta \leq [\theta] \quad (15-14)$$

式中: $[\gamma]$ ——轴的允许挠度,单位为 mm,见表 15-5;

$[\theta]$ ——轴的允许偏转角,单位为 rad,见表 15-5。

表 15-5 轴的允许挠度及允许偏转角

名 称	允许挠度 $[\gamma]$ /mm	名 称	允许偏转角 $[\theta]$ /rad
一般用途的轴	$(0.0003 \sim 0.0005)l$	滑动轴承	0.001
刚度要求较严的轴	$0.0002l$	向心球轴承	0.005
感应电动机轴	0.1Δ	调心球轴承	0.05
安装齿轮的轴	$(0.01 \sim 0.03)m_n$	圆柱滚子轴承	0.0025
安装蜗轮的轴	$(0.02 \sim 0.05)m_n$	圆锥滚子轴承	0.0016
		安装齿轮处轴的截面	0.001 ~ 0.002

注: l ——轴的跨距,单位为 mm; Δ ——电动机定子与转子间的气隙,单位为 mm; m_n ——齿轮的法面模数,单位为 mm; m_n ——蜗轮的端面模数,单位为 mm。

2. 轴的扭转刚度校核计算

轴的扭转变形用每米长的扭转角 φ 来表示。圆轴扭转角 φ [单位为 $(^\circ)/m$] 的计算公式为:

$$\text{光轴} \quad \varphi = 5.73 \times 10^4 \frac{T}{GI_p} \quad (15-15)$$

$$\text{阶梯轴} \quad \varphi = 5.73 \times 10^4 \frac{1}{LG} \sum_{i=1}^z \frac{T_i l_i}{I_{pi}} \quad (15-16)$$

式中: T ——轴所受的扭矩, 单位为 $\text{N} \cdot \text{mm}$;

G ——轴的材料剪切弹性模量, 单位为 MPa , 对于钢材, $G = 8.1 \times 10^4 \text{ MPa}$;

I_p ——轴截面的极惯性矩, 单位为 mm^4 , 对于圆轴, $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$;

L ——阶梯轴受扭矩作用的长度, 单位为 mm ;

T_i, l_i, I_{pi} ——分别代表阶梯轴第 i 段上所受的扭矩、长度和极惯性矩, 单位同前;

z ——阶梯轴受扭矩作用的轴段数。

轴的扭转刚度条件为

$$\varphi \leq [\varphi] \quad (15-17)$$

式中 $[\varphi]$ 为轴每米长的允许扭转角, 与轴的使用场合有关。对于一般传动轴, 可取 $[\varphi] = 0.5 \sim 1$ ($^\circ$)/ m ; 对于精密传动轴, 可取 $[\varphi] = 0.25 \sim 0.5$ ($^\circ$)/ m ; 对于精度要求不高的轴, $[\varphi]$ 可大于 1 ($^\circ$)/ m 。

(三) 轴的振动及振动稳定性的概念

轴是一个弹性体, 当其旋转时, 由于轴和轴上零件的材料组织不均匀, 制造有误差或对中不良等, 就要产生以离心力为表征的周期性的干扰力, 从而引起轴的弯曲振动(或称横向振动)。如果这种强迫振动的频率与轴的弯曲自振频率相重合时, 就出现了弯曲共振现象。当轴由于传递的功率有周期性的变化而产生周期性的扭转变形时, 将会引起扭转振动。如其强迫振动频率与轴的扭转自振频率重合时, 也要产生对轴有破坏作用的扭转共振。若轴受有周期性的轴向干扰力时, 自然也会产生纵向振动及在相应条件下的纵向共振。不过, 在一般通用机械中, 涉及到共振的问题不多, 而且轴的弯曲振动现象较扭转振动更为常见, 纵向振动则由于轴的纵向自振频率很高, 而常予忽略, 所以下面只对轴的弯曲振动问题略加说明。

轴在引起共振时的转速称为临界转速。如果轴的转速停滞在临界转速附近, 轴的变形将迅速增大, 以至达到使轴甚至整个机器破坏的程度。因此, 对于高转速的轴, 必须计算其临界转速, 使其工作转速 n 避开其临界转速 n_c 。临界转速可以有多个, 最低的一个称为一阶临界转速, 其余为二阶、三阶……。在一阶临界转速下, 振动激烈, 最为危险, 所以通常主要计算一阶临界转速。但是, 在某些情况下还需要计算高阶的临界转速。

弯曲振动临界转速的计算方法很多, 现仅以装有单圆盘的双铰支轴(图 15-25)为例, 介绍一种计算一阶临界转速的粗略方法。设圆盘的质量 m 很大, 相对而言, 轴的质量可略去不计, 并假定圆盘材料不均匀或制造有误差而未经“平衡”, 其质心 c 与轴线间的偏心距为 e 。当该圆盘以角速度 ω 转动时, 由于离心力而产生挠度 y , 则旋转时的离心力为

$$F_r = m\omega^2(y + e) \quad (15-18)$$

与离心力对抗的, 就是轴弯曲变形后所产生的弹性反力。当轴的挠度为 y 时, 此弹性反力为

$$F_r' = ky \quad (15-19)$$

式中 k 为轴的弯曲刚度。根据平衡条件得

$$m\omega^2(y + e) = ky \quad (15-20)$$

由式(15-20)可求得轴的挠度

$$y = \frac{e}{\frac{k}{m\omega^2} - 1} \quad (15-21)$$

当轴的角速度 ω 由零逐渐增大时, 式(15-21)的分母随之减小, 故 y 值随 ω 的增大而增大。在没有阻尼的情况下, 当 $\frac{k}{m\omega^2}$ 趋近于 1 时, 则挠度 y 趋近于无穷大。这就意味着轴会产生极大的变形而导致破坏。此时所对应

的角速度称为轴的临界角速度,以 ω_c 表示

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (15-22)$$

上式右边恰为轴的自振角频率,这就表明轴的临界角速度等于其自振角频率。由上式可知,轴的临界角速度 ω_c 只与轴的刚度 k 和圆盘的质量 m 有关,而与偏心距 e 值无关。

由于轴的刚度 $k = \frac{mg}{y_0}$, 式中 m 为圆盘质量, g 为重力加速度, y_0 为轴在圆盘处的静挠度,所以临界角速度又可写为

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{y_0}} \quad (15-23)$$

现取 $g = 9\,810 \text{ mm/s}^2$; y_0 的单位为 mm, 则由式(15-23)可求得装有单圆盘的双铰支轴在不计轴的质量时的一阶临界转速 n_{c1} (单位为 r/min) 为

$$n_{c1} = \frac{60}{2\pi} \omega_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_0}} \approx 946 \sqrt{\frac{1}{y_0}}$$

工作转速低于一阶临界转速的轴称为刚性轴(工作于亚临界区),超过一阶临界转速的轴称为挠性轴(工作于超临界区)。一般情况下,对于刚性轴,应使工作转速 $n < 0.85 n_{c1}$; 对于挠性轴,应使 $1.15 n_{c1} < n < 0.85 n_{c2}$ (此处 n_{c1} 、 n_{c2} 分别为轴的一、二阶临界转速)。若轴的工作转速很高时,显然应使其转速避开相应的高阶临界转速。满足上述条件的轴就是具有了弯曲振动的稳定性。

当相当于简支梁的轴上装有多回零件时,其 n_{c1} 有多种计算方法,常用的近似计算方法可参看[2]、[6]或[9]。

例题 某一化工设备中的输送装置运转平稳,工作转矩变化很小,以圆锥-圆柱齿轮减速器作为减速装置,试设计该减速器的输出轴。减速器的装置简图参看图 15-21。输入轴与电动机相联,输出轴通过弹性柱销联轴器与工作机相联,输出轴为单向旋转(从装有半联轴器的一端看为顺时针方向)。已知电动机功率 $P = 10 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1\,450 \text{ r/min}$, 齿轮机构的参数列于下表:

级 别	z_1	z_2	m_a/mm	m_t/mm	β	α_a	h_a^*	齿宽/mm
高 速 级	20	75		3.5		20°	1	大锥齿轮轮齿长 $l = 50$
低 速 级	23	95	4	4.040 4	$8^\circ 06' 34''$			$B_1 = 85$, $B_2 = 80$

[解] 1. 求输出轴上的功率 P_3 、转速 n_3 和转矩 T_3

若取每级齿轮传动的效率(包括轴承效率在内) $\eta = 0.97$, 则

$$P_3 = P\eta^2 = 10 \times 0.97^2 \text{ kW} = 9.41 \text{ kW}$$

又

$$n_3 = n_1 \frac{1}{i} = 1\,450 \times \frac{20}{75} \times \frac{23}{95} \text{ r/min} = 93.61 \text{ r/min}$$

于是

$$T_3 = 9\,550\,000 \frac{P_3}{n_3} = 9\,550\,000 \times \frac{9.41}{93.61} \text{ N}\cdot\text{mm} \approx 960\,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

2. 求作用在齿轮上的力

因已知低速级大齿轮的分度圆直径为

$$d_2 = m_t z_2 = 4.040\,4 \times 95 \text{ mm} = 383.84 \text{ mm}$$

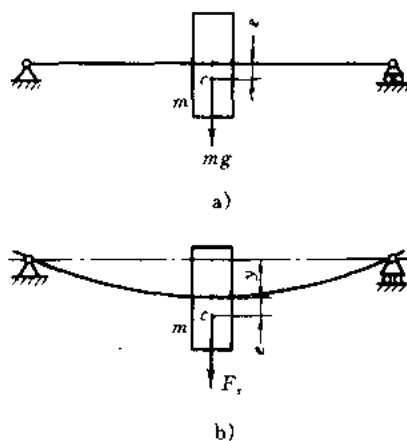


图 15-25 装有单圆盘的双铰支轴

而

$$F_t = \frac{2T_3}{d_2} = \frac{2 \times 960\,000}{383.84} \text{ N} = 5\,002 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 5\,002 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ 06' 34''} \text{ N} = 1\,839 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \tan \beta = 5\,002 \times \tan 8^\circ 06' 34'' \text{ N} = 713 \text{ N}$$

圆周力 F_t 、径向力 F_r 及轴向力 F_a 的方向如图 15-24 所示。

3. 初步确定轴的最小直径

先按式(15-2)初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢,调质处理。根据表 15-3,取 $A_0 = 112$,于是得

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{9.41}{93.61}} \text{ mm} = 52.1 \text{ mm}$$

输出轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径 d_{I-II} (图 15-26)。为了使所选的轴直径 d_{I-II} 与联轴器的孔径相适应,故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_3$,查表 14-1,考虑到转矩变化很小,故取 $K_A = 1.3$,则:

$$T_{ca} = K_A T_3 = 1.3 \times 960\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1\,248\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件,查标准 GB/T 5014—1985 或手册,选用 HL4 型弹性柱销联轴器,其公称转矩为 $1\,250\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。半联轴器的孔径 $d_1 = 55 \text{ mm}$,故取 $d_{I-II} = 55 \text{ mm}$;半联轴器长度 $L = 112 \text{ mm}$,半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 84 \text{ mm}$ 。

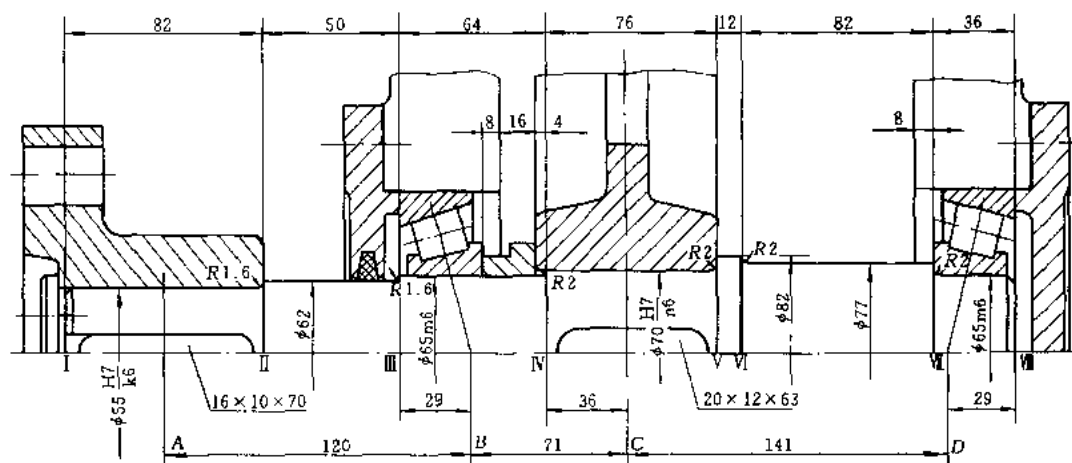


图 15-26 轴的结构与装配

4. 轴的结构设计

1) 拟定轴上零件的装配方案

本题的装配方案已在前面分析比较,现选用图 15-22a 所示的装配方案。

2) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

(1) 为了满足半联轴器的轴向定位要求, I - II 轴段右端需制出一轴肩,故取 II - III 段的直径 $d_{II-III} = 62 \text{ mm}$;左端用轴端挡圈定位,按轴端直径取挡圈直径 $D = 65 \text{ mm}$ 。半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 84 \text{ mm}$,为了保证轴端挡圈只压在半联轴器上而不压在轴的端面上,故 I - II 段的长度应比 L_1 略短一些,现取 $l_{I-II} = 82 \text{ mm}$ 。

(2) 初步选择滚动轴承。因轴承同时受有径向力和轴向力的作用,故选用单列圆锥滚子轴承。参照工作要

求并根据 $d_{II-III} = 62 \text{ mm}$, 由轴承产品目录中初步选取 0 基本游隙组、标准精度级的单列圆锥滚子轴承 30313, 其尺寸为 $d \times D \times T = 65 \text{ mm} \times 140 \text{ mm} \times 36 \text{ mm}$, 故 $d_{III-IV} = d_{IV-V} = 65 \text{ mm}$; 而 $l_{IV-V} = 36 \text{ mm}$ 。

右端滚动轴承采用轴肩进行轴向定位。由手册上查得 30313 型轴承的定位轴肩高度 $h = 6 \text{ mm}$, 因此, 取 $d_{VI-VII} = 77 \text{ mm}$ 。

(3) 取安装齿轮处的轴段 IV - V 的直径 $d_{IV-V} = 70 \text{ mm}$; 齿轮的左端与左轴承之间采用套筒定位。已知齿轮轮毂的宽度为 80 mm , 为了使套筒端面可靠地压紧齿轮, 此轴段应略短于轮毂宽度, 故取 $l_{IV-V} = 76 \text{ mm}$ 。齿轮的右端采用轴肩定位, 轴肩高度 $h > 0.07d$, 取 $h = 6 \text{ mm}$, 则轴环处的直径 $d_{V-VI} = 82 \text{ mm}$ 。轴环宽度 $b \geq 1.4h$, 取 $l_{V-VI} = 12 \text{ mm}$ 。

(4) 轴承端盖的总宽度为 20 mm (由减速器及轴承端盖的结构设计而定)。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑脂的要求, 取端盖的外端面与半联轴器右端面间的距离 $l = 30 \text{ mm}$ (参看图 15-21), 故取 $l_{II-III} = 50 \text{ mm}$ 。

(5) 取齿轮距箱体内壁之距离 $a = 16 \text{ mm}$, 锥齿轮与圆柱齿轮之间的距离 $c = 20 \text{ mm}$ (参看图 15-21)。考虑到箱体的铸造误差, 在确定滚动轴承位置时, 应距箱体内壁一段距离 s , 取 $s = 8 \text{ mm}$ (参看图 15-21), 已知滚动轴承宽度 $T = 36 \text{ mm}$, 大锥齿轮轮毂长 $L = 50 \text{ mm}$, 则

$$l_{III-IV} = T + s + a + (80 - 76) = (36 + 8 + 16 + 4) \text{ mm} = 64 \text{ mm}$$

$$l_{VI-VII} = L + c + a + s - l_{V-VI} = (50 + 20 + 16 + 8 - 12) \text{ mm} = 82 \text{ mm}$$

至此, 已初步确定了轴的各段直径和长度。

3) 轴上零件的周向定位

齿轮、半联轴器与轴的周向定位均采用平键联接。按 d_{IV-V} 由手册查得平键截面 $b \times h = 20 \text{ mm} \times 12 \text{ mm}$ (GB/T 1095—1979), 键槽用键槽铣刀加工, 长为 63 mm (标准键长见 GB/T 1096—1979), 同时为了保证齿轮与轴配合有良好的对中性, 故选择齿轮轮毂与轴的配合为 H7/n6; 同样, 半联轴器与轴的联接, 选用平键为 $16 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 70 \text{ mm}$, 半联轴器与轴的配合为 H7/k6。滚动轴承与轴的周向定位是借过渡配合来保证的, 此处选轴的直径尺寸公差为 m6。

4) 确定轴上圆角和倒角尺寸

参考表 15-2, 取轴端倒角为 $2 \times 45^\circ$, 各轴肩处的圆角半径见图 15-26。

5. 求轴上的载荷

首先根据轴的结构图 (图 15-26) 作出轴的计算简图 (图 15-24)。在确定轴承的支点位置时, 应从手册中查取 α 值 (参看图 15-23)。对于 30313 型圆锥滚子轴承, 由手册中查得 $\alpha = 29^\circ$ 。因此, 作为简支梁的轴的支承跨距 $L_2 + L_3 = 71 \text{ mm} + 141 \text{ mm} = 212 \text{ mm}$ 。根据轴的计算简图作出轴的弯矩图和扭矩图 (图 15-24)。

从轴的结构图以及弯矩和扭矩图中可以看出截面 C 是轴的危险截面。现将计算出的截面 C 处的 M_H 、 M_V 及 M 的值列于下表 (参看图 15-24)。

载 荷	水平面 H	垂直面 V
支反力 F	$F_{NH1} = 3\,327 \text{ N}, F_{NH2} = 1\,675 \text{ N}$	$F_{NV1} = 1\,869 \text{ N}, F_{NV2} = -30 \text{ N}$
弯矩 M	$M_H = 236\,217 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_{V1} = 132\,699 \text{ N} \cdot \text{mm}, M_{V2} = -4\,140 \text{ N} \cdot \text{mm}$
总弯矩	$M_1 = \sqrt{236\,217^2 + 132\,699^2} = 270\,938 \text{ N} \cdot \text{mm}$ $M_2 = \sqrt{236\,217^2 + 4\,140^2} = 236\,253 \text{ N} \cdot \text{mm}$	
扭矩 T	$T_3 = 960\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$	

6. 按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时, 通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面 (即危险截面 C) 的强度。则由式 (15-5) 及下表

中的数值可得

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M_1^2 + (\alpha T_3)^2}}{W} = \frac{\sqrt{270\,938^2 + (0.6 \times 960\,000)^2}}{0.1 \times 70^3} \text{ MPa} = 18.6 \text{ MPa}$$

前已选定轴的材料为 45 钢,调质处理,由表 15-1 查得 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ 。因此 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$,故安全。

7. 精确校核轴的疲劳强度^①

1) 判断危险截面

截面 A、II、III、B 只受扭矩作用,虽然键槽、轴肩及过渡配合所引起的应力集中均将削弱轴的疲劳强度,但由于轴的最小直径是按扭转强度较为宽裕地确定的,所以截面 A、II、III、B 均无需校核。

从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看,截面 IV 和 V 处过盈配合引起的应力集中最严重;从受载的情况来看,截面 C 上的应力最大。截面 V 的应力集中的影响和截面 IV 的相近,但截面 V 不受扭矩作用,同时轴径也较大,故不必作强度校核。截面 C 上虽然应力最大,但应力集中不大(过盈配合及键槽引起的应力集中均在两端),而且这里轴的直径最大,故截面 C 也不必校核。截面 VI 和 VII 显然更不必校核。由第三章附录可知,键槽的应力集中系数比过盈配合的小,因而该轴只需校核截面 IV 左右两侧即可。

2) 截面 IV 左侧

抗弯截面系数 $W = 0.1 d^3 = 0.1 \times 65^3 \text{ mm}^3 = 27\,463 \text{ mm}^3$

抗扭截面系数 $W_T = 0.2 d^3 = 0.2 \times 65^3 \text{ mm}^3 = 54\,925 \text{ mm}^3$

截面 IV 左侧的弯矩 M 为

$$M = 270\,938 \times \frac{71-36}{71} \text{ N} \cdot \text{mm} = 133\,561 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

截面 IV 上的扭矩 T_3 为 $T_3 = 960\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

截面上的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{133\,561}{27\,463} \text{ MPa} = 4.86 \text{ MPa}$$

截面上的扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T_3}{W_T} = \frac{960\,000}{54\,925} \text{ MPa} = 17.48 \text{ MPa}$$

轴的材料为 45 钢,调质处理。由表 15-1 查得 $\sigma_B = 640 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}$, $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$ 。

截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数 α_σ 及 α_τ 按附表 3-2 查取。因 $\frac{r}{d} = \frac{2.0}{65} = 0.031$, $\frac{D}{d} = \frac{70}{65} = 1.08$,经插值后可查得

$$\alpha_\sigma = 2.0, \quad \alpha_\tau = 1.31$$

又由附图 3-1 可得轴的材料的敏性系数为

$$q_\sigma = 0.82, \quad q_\tau = 0.85$$

故有效应力集中系数按式(附 3-4)为

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.82 \times (2.0 - 1) = 1.82$$

$$k_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1) = 1 + 0.85 \times (1.31 - 1) = 1.26$$

由附图 3-2 得尺寸系数 $\epsilon_\sigma = 0.67$;由附图 3-3 得扭转尺寸系数 $\epsilon_\tau = 0.82$ 。

轴按磨削加工,由附图 3-4 得表面质量系数为

$$\beta_s = \beta_\tau = 0.92$$

轴未经表面强化处理,即 $\beta_q = 1$,则按式(3-12)及(3-12a)得综合系数值为

^① 这里是设该轴需要精确校核疲劳强度,如不需要,则这一步工作可省略。

$$K_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1 = \frac{1.82}{0.67} + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.80$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = \frac{1.26}{0.82} + \frac{1}{0.92} - 1 = 1.62$$

又由 § 3-1 及 § 3-2 得碳钢的特性系数

$$\psi_{\sigma} = 0.1 \sim 0.2, \quad \text{取 } \psi_{\sigma} = 0.1$$

$$\psi_{\tau} = 0.05 \sim 0.1, \quad \text{取 } \psi_{\tau} = 0.05$$

于是, 计算安全系数 S_{ca} 值, 按式 (15-6) ~ (15-8) 则得

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_0 + \psi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{275}{2.80 \times 4.86 + 0.1 \times 0} = 20.21^{①}$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m} = \frac{155}{1.62 \times \frac{17.48}{2} + 0.05 \times \frac{17.48}{2}} = 10.62$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{20.21 \times 10.62}{\sqrt{20.21^2 + 10.62^2}} = 9.40 \gg S = 1.5$$

故可知其安全。

3) 截面 IV 右侧

抗弯截面系数 W 按表 15-4 中的公式计算,

$$W = 0.1 d^3 = 0.1 \times 70^3 \text{ mm}^3 = 34\,300 \text{ mm}^3$$

抗扭截面系数 W_T 为

$$W_T = 0.2 d^3 = 0.2 \times 70^3 \text{ mm}^3 = 68\,600 \text{ mm}^3$$

弯矩 M 及弯曲应力为

$$M = 270\,938 \times \frac{71-36}{71} \text{ N} \cdot \text{mm} = 133\,561 \text{ N} \cdot \text{mm}^{②}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{133\,561}{34\,300} \text{ MPa} = 3.89 \text{ MPa}$$

扭矩 T_3 及扭转切应力为

$$T_3 = 960\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_T = \frac{T_3}{W_T} = \frac{960\,000}{68\,600} \text{ MPa} = 14.00 \text{ MPa}$$

过盈配合处的 $k_{\sigma}/\epsilon_{\sigma}$ 值, 由附表 3-8 用插入法求出, 并取 $k_{\tau}/\epsilon_{\tau} = 0.8 k_{\sigma}/\epsilon_{\sigma}$, 于是得

$$\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} = 3.16 \quad \frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} = 0.8 \times 3.16 = 2.53$$

轴按磨削加工, 由附图 3-4 得表面质量系数为

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.92$$

故得综合系数为

$$K_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1 = 3.16 + \frac{1}{0.92} - 1 = 3.25$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = 2.53 + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.62$$

① 由轴向力 F_a 引起的压缩应力在此处本应作为 σ_m 计入, 但因其值甚小, 故予忽略, 下同。

② 这里只作近似计算, 因为轴向力产生的弯矩只是理论上集中作用于截面 C 上, 实际上是要部分地作用到截面 IV 右侧的。

所以轴在截面IV右侧的安全系数为

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{275}{3.25 \times 3.89 + 0.1 \times 0} = 21.75$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{155}{2.62 \times \frac{14.00}{2} + 0.05 \times \frac{14.00}{2}} = 8.29$$

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{21.75 \times 8.29}{\sqrt{21.75^2 + 8.29^2}} = 7.75 > S = 1.5$$

故该轴在截面IV右侧的强度也是足够的。本题因无大的瞬时过载及严重的应力循环不对称性,故可略去静强度校核。至此,轴的设计计算即告结束(当然,如有更高的要求时,还可作进一步的研究)。

8. 绘制轴的工作图,见图 15-27。

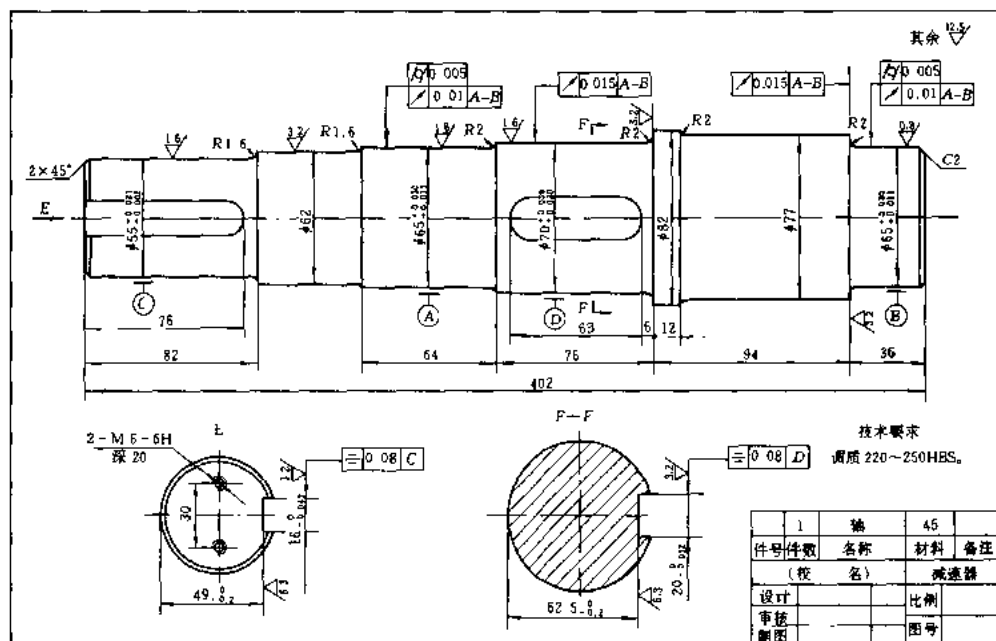


图 15-27 轴的工作图

习 题

- 15-1 若轴的强度不足或刚度不足时,可分别采取哪些措施?
- 15-2 在进行轴的疲劳强度计算时,如果同一截面上有几个应力集中源,应如何取定应力集中系数?
- 15-3 为什么要进行轴的静强度校核计算?校核计算时为什么不考虑应力集中等因素的影响?
- 15-4 图15-28所示为某减速器输出轴的结构图,试指出其设计错误,并画出改正图。

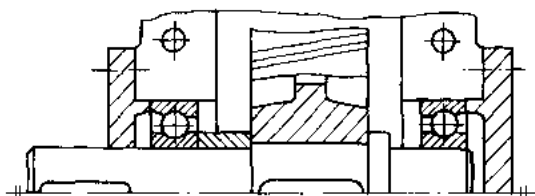


图 15-28 轴的结构

15-5 有一台离心式水泵,由电动机带动,传递的功率 $P = 3 \text{ kW}$,轴的转速 $n = 960 \text{ r/min}$,轴的材料为 45 钢,试按强度要求计算轴所需的最小直径。

15-6 设计某搅拌机用的单级斜齿圆柱齿轮减速器中的低速轴(包括选择两端的轴承及外伸端的联轴器),见图 15-29。

已知:电动机额定功率 $P = 4 \text{ kW}$,转速 $n_1 = 750 \text{ r/min}$,低速轴转速 $n_2 = 130 \text{ r/min}$,大齿轮节圆直径 $d_2' = 300 \text{ mm}$,宽度 $B_2 = 90 \text{ mm}$,轮齿螺旋角 $\beta = 12^\circ$,法向压力角 $\alpha_n = 20^\circ$ 。

要求:(1) 完成轴的全部结构设计;(2) 根据弯扭合成理论验算轴的强度;(3) 精确校核轴的危险截面是否安全。

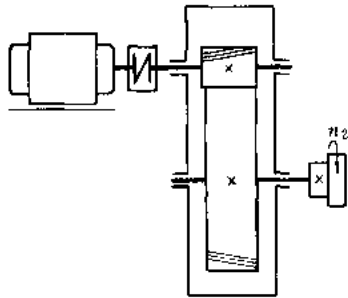
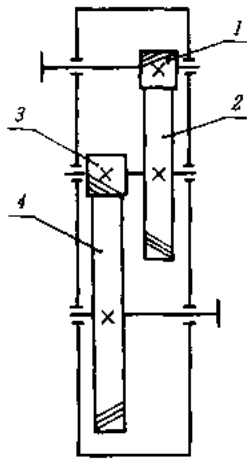


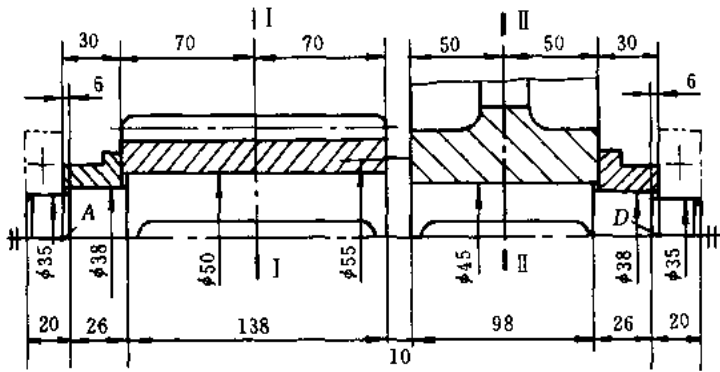
图 15-29 单级齿轮减速器简图

15-7 两级展开式斜齿圆柱齿轮减速器的中间轴(见图 15-30a),尺寸和结构如图 15-30b 所示。已知:中间轴转速 $n_2 = 180 \text{ r/min}$,传递功率 $P = 5.5 \text{ kW}$,有关的齿轮参数见下表:

	m_n/mm	α_n	z	β	旋 向
齿轮 2	3	20°	112	$10^\circ 44'$	右
齿轮 3	4	20°	23	$9^\circ 22'$	右



a)



b)

图 15-30 两级齿轮减速器的中间轴

图中 A 、 D 为圆锥滚子轴承的载荷作用中心。轴的材料为 45 钢(正火)。要求按弯扭合成理论验算轴的截面 I 和 II 的强度,并精确校核轴的危險截面是否安全。

15-8 一蜗杆轴的结构如图 15-31 所示,试计算其当量直径 d_v 。

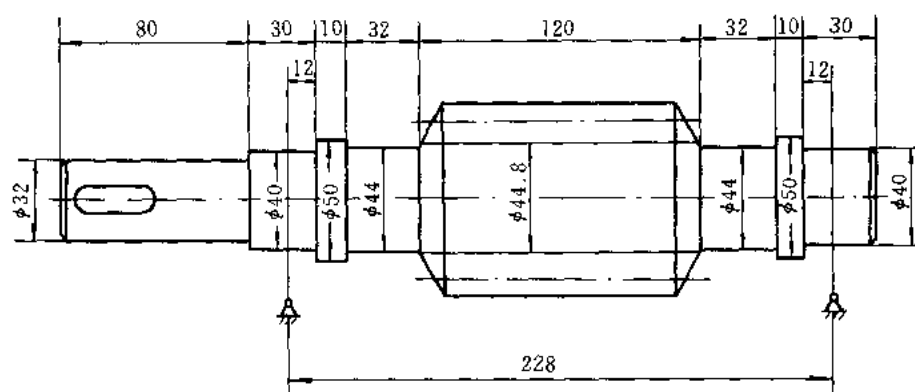


图 15-31 蜗杆轴结构图

第五篇 其它零、部件

第十六章 弹 簧





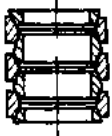
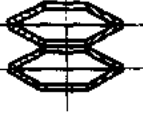
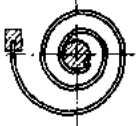

§ 16-1 概 述

弹簧是一种弹性元件,它可以在载荷作用下产生较大的弹性变形。弹簧在各类机械中应用十分广泛,主要用于:

- 1) 控制机构的运动,如制动器、离合器中的控制弹簧,内燃机气缸的阀门弹簧等。
- 2) 减振和缓冲,如汽车、火车车厢下的减振弹簧,以及各种缓冲器用的弹簧等。
- 3) 储存及输出能量,如钟表弹簧、枪机弹簧等。
- 4) 测量力的大小,如测力器和弹簧秤中的弹簧等。

按照所承受的载荷不同,弹簧可以分为拉伸弹簧、压缩弹簧、扭转弹簧和弯曲弹簧等四种;而按照弹簧的形状不同,又可分为螺旋弹簧、环形弹簧、碟形弹簧、板簧和平面涡卷弹簧等。表16-1中列出了弹簧的基本类型。

表 16-1 弹簧的基本类型

按载荷分 按形状分	拉 伸	压 缩		扭 转	弯 曲
螺旋形	圆柱螺旋拉伸弹簧 	圆柱螺旋压缩弹簧 	圆锥螺旋压缩弹簧 	圆柱螺旋扭转弹簧 	
其它形	—	环形弹簧 	碟形弹簧 	平面涡卷弹簧 	板 簧 

螺旋弹簧是用弹簧丝卷绕制成的,由于制造简便,所以应用最广。在一般机械中,最为常用的是圆柱螺旋弹簧,故本章主要讲述这类弹簧的结构形式和设计方法,其它类型的弹簧只在§16-5中作简要介绍。

§16-2 圆柱螺旋弹簧的结构、制造、材料及许用应力

(一) 圆柱螺旋弹簧的结构形式

1. 圆柱螺旋压缩弹簧

如图16-1所示,弹簧的节距为 p ,在自由状态下,各圈之间应有适当的间距 δ ,以便弹簧受压时,有产生相应变形的可能。为了使弹簧在压缩后仍能保持一定的弹性,设计时还应考虑在最大载荷作用下,各圈之间仍需保留一定的间距 δ_1 。 δ_1 的大小一般推荐为

$$\delta_1 = 0.1d \geq 0.2 \text{ mm}$$

式中 d 为弹簧丝的直径,单位为mm。

弹簧的两个端面圈应与邻圈并紧(无间隙),只起支承作用,不参与变形,故称为死圈。当弹簧的工作圈数 $n \leq 7$ 时,弹簧每端的死圈约为0.75圈; $n > 7$ 时,每端的死圈约为1~1.75圈。这种弹簧端部的结构有多种形式(图16-2),最常用的有两个端面圈均与邻圈并紧且磨平的YI型(图a)、并紧不磨平的YII型(图c)和加热卷绕时弹簧丝两端锻扁且与邻圈并紧(端面圈可磨平,也可不磨平)的YIII型(图b)三种。在重要的场合,应采用YI型,以保证两支承端面与弹簧的轴线垂直,从而使弹簧受压时不致歪斜。弹簧丝直径 $d \leq 0.5 \text{ mm}$ 时,弹簧的两支承端面可不必磨平。 $d > 0.5 \text{ mm}$ 的弹簧,两支承端面则需磨平。磨平部分应不少于圆周长的 $3/4$,端头厚度一般不小于 $d/8$,端面粗糙度应低于 $\sqrt[25]{}$ 。

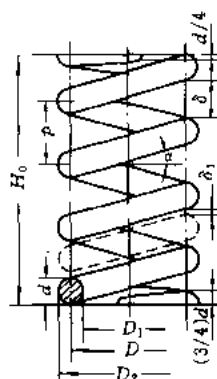


图 16-1 圆柱螺旋压缩弹簧

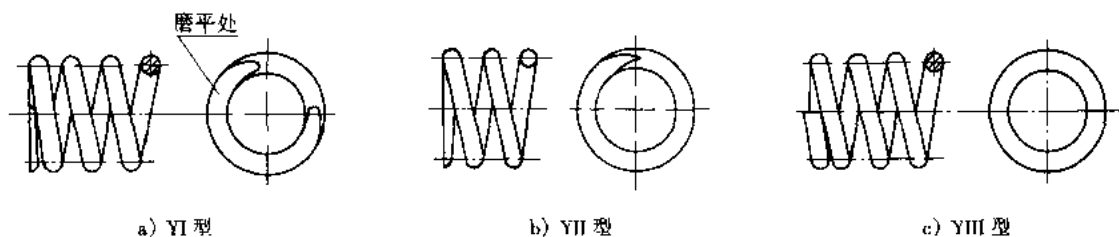


图 16-2 圆柱螺旋压缩弹簧的端面圈

2. 圆柱螺旋拉伸弹簧

如图16-3所示,圆柱螺旋拉伸弹簧空载时,各圈应相互并拢。另外,为了节省轴向工作空间,并保证弹簧在空载时各圈相互压紧,常在卷绕的过程中,同时使弹簧丝绕其本身的轴线产生扭转。这样制成的弹簧,各圈相互间即具有一定的压紧力,弹簧丝中也产生了一定的预应力,故称为有预应力的拉伸弹簧。这种弹簧一定要在外加的拉力大于初拉力 F_0 后,各圈才开始分离,故可较无预应力的拉伸弹簧节省轴向的工作空间。拉伸弹簧的端部制有挂钩,以便安装和加载。挂钩的形式如图16-4所示。其中LI型和LII型制造方便,应用很广。但因在挂钩过渡处产生

很大的弯曲应力,故只宜用于弹簧丝直径 $d \leq 10 \text{ mm}$ 的弹簧中。LⅦ、LⅧ型挂钩不与弹簧丝联成一体,适用于受力较大的场合。

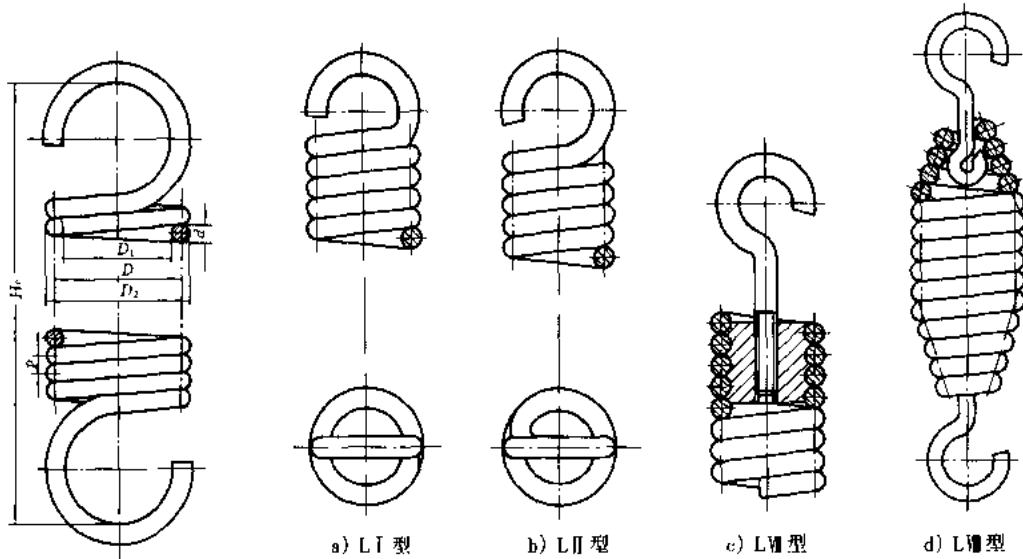


图 16-3 圆柱螺旋拉伸弹簧

图 16-4 圆柱螺旋拉伸弹簧挂钩的形式

(二) 制造

螺旋弹簧的制造工艺包括:a) 卷制;b) 挂钩的制作或端面圈的精加工;c) 热处理;d) 工艺试验及强压处理。

卷制分冷卷及热卷两种。冷卷用于经预先热处理后拉成的直径 $d < (8 \sim 10) \text{ mm}$ 的弹簧丝;直径较大的弹簧丝制作的强力弹簧则用热卷。热卷时的温度随弹簧丝的粗细在 $800 \sim 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 的范围内选择。

对于重要的压缩弹簧,为了保证两端的承压面与其轴线垂直,应将端面圈在专用的磨床上磨平;对于拉伸及扭转弹簧,为了便于联接、固着及加载,两端应制有挂钩或杆臂(参看图 16-4 及图 16-14)。

弹簧在完成上述工序后,均应进行热处理。冷卷后的弹簧只作回火处理,以消除卷制时产生的内应力。热卷的须经淬火及中温回火处理。热处理后的弹簧,表面不应出现显著的脱碳层。

此外,弹簧还须进行工艺试验和根据弹簧的技术条件的规定进行精度、冲击、疲劳等试验,以检验弹簧是否符合技术要求。要特别指出的是,弹簧的持久强度和抗冲击强度,在很大程度上取决于弹簧丝的表面状况,所以弹簧丝表面必须光洁,没有裂纹和伤痕等缺陷。表面脱碳会严重影响材料的持久强度和抗冲击性能。

为了提高承载能力,还可在弹簧制成后进行强压处理或喷丸处理。强压处理是使弹簧在超过极限载荷作用下持续 $6 \sim 48 \text{ h}$,以便在弹簧丝截面的表层高应力区产生塑性变形和有益的与工作应力反向的残余应力,使弹簧在工作时的最大应力下降,从而提高弹簧的承载能力。但用于长期振动、高温或腐蚀性介质中的弹簧,不宜进行强压处理。

(三) 弹簧的材料及许用应力

为了使弹簧能够可靠地工作,弹簧材料必须具有高的弹性极限和疲劳极限,同时应具有足够

的韧性和塑性,以及良好的可热处理性。几种常用弹簧材料的性能见表 16-2。

表 16-2 弹簧材料及其许用应力

材 料 及 代 号	许用切应力 $[\tau]$ /MPa			许用弯曲应力 $[\sigma_b]$ /MPa		弹性 模量 E /MPa	切变 模量 G /MPa	推荐使用 温度 /℃	推荐硬度 /HRC	特性及用途
	I类弹簧	II类弹簧	III类弹簧	II类弹簧	III类弹簧					
碳素弹簧钢丝 B、C、D 级	$0.3\sigma_B$	$0.4\sigma_B$	$0.5\sigma_B$	$0.5\sigma_B$	$0.625\sigma_B$	$0.5 \leq d \leq 4$ 207 500	$0.5 \leq d \leq 4$ 83 000	$-40 \sim$ 130	—	强度高,加工性能 好,适用于小尺寸弹 簧。 65Mn 弹簧钢丝用 作重要用途弹簧
65Mn						$\sim 205\ 000$ $d > 4$ 200 000	$\sim 80\ 000$ $d > 4$ 80 000			
60Si2Mn 60Si2MnA	480	640	800	800	1 000	200 000	80 000	$-40 \sim$ 200	45 ~ 50	弹性好,回火稳定 性好,易脱碳,用于 承受大载荷弹簧
50CrVA	450	600	750	750	940			$-40 \sim$ 210		疲劳性能好,淬透 性、回火稳定性好
不锈钢丝 1Cr18Ni9 1Cr18Ni9Ti	330	440	550	550	690	197 000	73 000	$\sim 200 \sim$ 300		耐腐蚀,耐高温, 有良好工艺性,适用 于小弹簧

注:1) 弹簧按载荷性质分为三类: I 类—受变载荷作用次数在 10^6 以上的弹簧; II 类—受变载荷作用次数在 $10^3 \sim 10^5$ 及冲击载荷的弹簧; III 类—受变载荷作用次数在 10^3 以下的弹簧。

2) 碳素弹簧钢丝按力学性能高低分为 B、C、D 级,见表 16-3。

3) 弹簧材料的拉伸强度极限,查表 16-3。

4) 各类螺旋拉、压弹簧的极限工作应力 τ_{lim} ,对于 I 类、II 类弹簧 $\tau_{lim} \leq 0.5\sigma_B$,对于 III 类弹簧 $\tau_{lim} \leq 0.56\sigma_B$ 。

5) 表中许用切应力为压缩弹簧的许用值,拉伸弹簧的许用切应力为压缩弹簧的 80%。

6) 经强压处理的弹簧,其许用应力可增大 25%。

常用弹簧钢主要有以下几种:

1. 碳素弹簧钢

这种弹簧钢(例如 65、70 钢)的优点是价格便宜,原材料来源方便;缺点是弹性极限低,多次重复变形后易失去弹性,且不能在高于 130℃ 的温度下正常工作。

2. 低锰弹簧钢

这种弹簧钢(例如 65Mn)与碳素弹簧钢相比,优点是淬透性较好和强度较高;缺点是淬火后容易产生裂纹及热脆性。但由于价格便宜,所以一般机械上常用于制造尺寸不大的弹簧,例如离合器弹簧等。

3. 硅锰弹簧钢

这种钢(例如 60Si2MnA)中因加入了硅,故可显著地提高弹性极限,并提高了回火稳定性,因而可在更高的温度下回火,从而得到良好的力学性能。硅锰弹簧钢在工业中得到了广泛的应用。一般用于制造汽车、拖拉机的螺旋弹簧。

4. 铬钒钢

这种钢(例如 50CrVA)中加入钒的目的是细化组织,提高钢的强度和韧性。这种材料的耐疲劳和抗冲击性能良好,并能在 $-40 \sim 210\text{℃}$ 的温度下可靠工作,但价格较贵。多用于要求较高的

场合,如用于制造航空发动机调节系统中的弹簧。

此外,某些不锈钢和青铜等材料,具有耐腐蚀的特点,青铜还具有防磁性和导电性,故常用于制造化工设备中或工作于腐蚀性介质中的弹簧。其缺点是不容易热处理,力学性能较差,所以在一般机械中很少采用。

表 16-3 弹簧钢丝的拉伸强度极限 σ_B (摘自 GB/T 4357—1989) MPa

碳 素 弹 簧 钢 丝							
钢丝直径 d/mm	级 别			钢丝直径 d/mm	级 别		
	B	C	D		B	C	D
0.90	1 710 ~ 2 060	2 010 ~ 2 350	2 350 ~ 2 750	2.80	1 370 ~ 1 670	1 620 ~ 1 910	1 710 ~ 2 010
1.00	1 660 ~ 2 010	1 960 ~ 2 360	2 300 ~ 2 690	3.00	1 370 ~ 1 670	1 570 ~ 1 860	1 710 ~ 1 960
1.20	1 620 ~ 1 960	1 910 ~ 2 250	2 250 ~ 2 550	3.20	1 320 ~ 1 620	1 570 ~ 1 810	1 660 ~ 1 910
1.40	1 620 ~ 1 910	1 860 ~ 2 210	2 150 ~ 2 450	3.50	1 320 ~ 1 620	1 570 ~ 1 810	1 660 ~ 1 910
1.60	1 570 ~ 1 860	1 810 ~ 2 160	2 110 ~ 2 400	4.00	1 320 ~ 1 620	1 520 ~ 1 760	1 620 ~ 1 860
1.80	1 520 ~ 1 810	1 760 ~ 2 110	2 010 ~ 2 300	4.50	1 320 ~ 1 570	1 520 ~ 1 760	1 620 ~ 1 860
2.00	1 470 ~ 1 760	1 710 ~ 2 010	1 910 ~ 2 200	5.00	1 320 ~ 1 570	1 470 ~ 1 710	1 570 ~ 1 810
2.20	1 420 ~ 1 710	1 660 ~ 1 960	1 810 ~ 2 110	5.50	1 270 ~ 1 520	1 470 ~ 1 710	1 570 ~ 1 810
2.50	1 420 ~ 1 710	1 660 ~ 1 960	1 760 ~ 2 060	6.00	1 220 ~ 1 470	1 420 ~ 1 660	1 520 ~ 1 760

65Mn 弹簧钢丝					
钢丝直径 d/mm	1 ~ 1.2	1.4 ~ 1.6	1.8 ~ 2	2.2 ~ 2.5	2.8 ~ 3.4
σ_B	1 800	1 750	1 700	1 650	1 600

注: B 级用于低应力弹簧, C 级用于中等应力弹簧, D 级用于高应力弹簧。

在选择材料时,应考虑到弹簧的用途、重要程度、使用条件(包括载荷性质、大小及循环特性,工作持续时间,工作温度和周围介质情况等),以及加工、热处理和经济性等因素。同时,也要参照现有设备中使用的弹簧,选择出较为合用的材料。

弹簧材料的许用扭转切应力 $[\tau]$ 和许用弯曲应力 $[\sigma_b]$ 的大小和载荷性质有关,静载荷时的 $[\tau]$ 或 $[\sigma_b]$ 较变载荷时的大。表 16-2 中推荐的几种常用材料及其 $[\tau]$ 和 $[\sigma_b]$ 值可供设计时参考。碳素弹簧钢丝和 65Mn 弹簧钢丝的拉伸强度极限 σ_B 按表 16-3 选取。

§ 16-3 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计计算

(一) 几何参数计算

普通圆柱螺旋弹簧的主要几何尺寸有:外径 D_2 、中径 D 、内径 D_1 、节距 p 、螺旋升角 α 及弹簧丝直径 d 。由图 16-5 可知,它们的关系为

$$\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D} \tag{16-1}$$

式中弹簧的螺旋升角 α ,对圆柱螺旋压缩弹簧一般应在 $5^\circ \sim 9^\circ$ 范围内选取。弹簧的旋向可以是右旋或左旋,但无特殊要求时,一般都用右旋。

普通圆柱螺旋压缩及拉伸弹簧的结构尺寸计算公式见表 16-4。

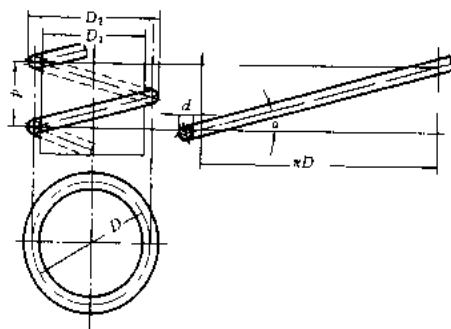


图 16-5 圆柱螺旋弹簧的几何尺寸参数

表 16-4 普通圆柱螺旋压缩及拉伸弹簧的结构尺寸计算公式

mm

参数名称及代号	计 算 公 式		备 注
	压 缩 弹 簧	拉 伸 弹 簧	
中 径 D	$D = Cd$		按表 16-5 取标准值
内 径 D_1	$D_1 = D - d$		
外 径 D_2	$D_2 = D + d$		
旋 绕 比 C	$C = D/d$		
压缩弹簧长细比 b	$b = \frac{H_0}{D}$		b 在 1~5.3 的范围内选取
自由高度或长度 H_0	两端并紧、磨平： $H_0 \approx pn + (1.5 \sim 2)d$ 两端并紧、不磨平： $H_0 \approx pn + (3 \sim 3.5)d$	$H_0 = nd + H_h$	H_h 为钩环轴向长度
工作高度或长度 H_1, H_2, \dots, H_n	$H_n = H_0 - \lambda_n$	$H_n = H_0 + \lambda_n$	λ_n —工作变形量
有效圈数 n	根据要求变形量按式(16-13)计算		$n \geq 2$
总 圈 数 n_1	冷卷： $n_1 = n + (2 \sim 2.5)$ YII 型热卷： $n_1 = n + (1.5 \sim 2)$	$n_1 = n$	拉伸弹簧 n_1 尾数为 1/4、1/2、3/4、整圈，推荐用 1/2 圈
节 距 p	$p = (0.28 \sim 0.5) D$	$p = d$	
轴向间距 δ	$\delta = p - d$		
展开长度 L	$L = \frac{\pi D n_1}{\cos \alpha}$	$L \approx \pi D n + L_h$	L_h 为钩环展开长度
螺旋角 α	$\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D}$		对压缩螺旋弹簧，推荐 $\alpha = 5^\circ \sim 9^\circ$
质 量 m_s	$m_s = \frac{\pi d^2}{4} L \gamma$		γ 为材料的密度，对各种钢， $\gamma = 7\,700 \text{ kg/m}^3$ ；对钛青铜， $\gamma = 8\,100 \text{ kg/m}^3$

表 16-5 普通圆柱螺旋弹簧尺寸系列(摘自 GB/T 1358—1993)

弹直 径 丝 d/mm	第一系列	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1		
		1.2	1.6	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	6	8	10
		12	16	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80
第二系列		0.32	0.55	0.65	1.4	1.8	2.2	2.8	3.2	5.5	6.5	7	9
		11	14	18	22	28	32	38	42	55	65		
弹 簧 中 径 D/mm		2	2.2	2.5	2.8	3	3.2	3.5	3.8	4	4.2	4.5	4.8
		5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	10	12	14
		16	18	20	22	25	28	30	32	35	38	40	42
		45	48	50	52	55	58	60	65	70	75	80	85
		90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
		150	160	170	180	190	200						
有 效 圈 数 $n/\text{圈}$	压缩弹簧	2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	3.75	4	4.25	4.5	4.75
		5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5
		11.5	12.5	13.5	14.5	15	16	18	20	22	25	28	30
	拉伸弹簧	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
		14	15	16	17	18	19	20	22	25	28	30	35
		40	45	50	55	60	65	70	80	90	100		
自 由 高 度 H_0/mm	压缩弹簧	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
		16	17	18	19	20	22	24	26	28	30	32	35
		38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	65	70
		75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	130	140
		150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320
		340	360	380	400	420	450	480	500	520	550	580	600

注:1) 本表适用于压缩、拉伸和扭转的圆截面弹簧丝的圆柱螺旋弹簧。

2) 应优先采用第一系列。

3) 拉伸弹簧有效圈数除按表中规定外,由于两勾环相对位置不同,其尾数还可为 0.25、0.5、0.75。

(二) 特性曲线

弹簧应具有经久不变的弹性,且不允许产生永久变形。因此在设计弹簧时,务必使其工作应力在弹性极限范围内。在这个范围内工作的压缩弹簧,当承受轴向载荷 F 时,弹簧将产生相应的弹性变形,如图 16-6a 所示。为了表示弹簧的载荷与变形的关系,取纵坐标表示弹簧承受的载荷,横坐标表示弹簧的变形,通常载荷和变形成直线关系^①(图 16-6b)。这种表示载荷与变形的关系的曲线称为弹簧的**特性曲线**。对拉伸弹簧,如图 16-7 所示,图 b 为无预应力的拉伸弹簧的特性曲线;图 c 为有预应力的拉伸弹簧的特性曲线。

图 16-6a 中的 H_0 是压缩弹簧在没有承受外力时的自由长度。弹簧在安装时,通常预加一个压力 F_{\min} ,使它可靠地稳定在安装位置上。 F_{\min} 称为弹簧的**最小载荷**(安装载荷)。在它的作用下,弹簧的长度被压缩到 H_1 ,其压缩变形量为 λ_{\min} 。 F_{\max} 为弹簧承受的**最大工作载荷**。在 F_{\max} 作用下,弹簧长度减到 H_2 ,其压缩变形量增到 λ_{\max} 。 λ_{\max} 与 λ_{\min} 的差即为弹簧的**工作行程** h , $h = \lambda_{\max} - \lambda_{\min}$ 。 F_{\lim} 为弹簧的**极限载荷**。在该力的作用下,弹簧丝内的应力达到了材料的弹性极限。与 F_{\lim} 对应的弹簧长度为 H_3 ,压缩变形量为 λ_{\lim} ,产生的极限应力为 τ_{\lim} 。

等节距的圆柱螺旋压缩弹簧的特性曲线为一直线,亦即

① 某些特殊设计的弹簧,如不等节距弹簧、变径弹簧、涡卷形盘簧,它们的载荷与变形成非线性关系。

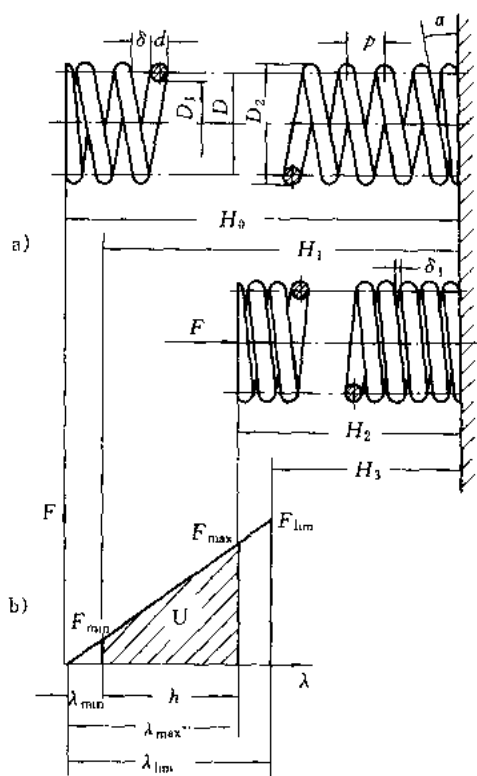


图 16-6 圆柱螺旋压缩弹簧的特性曲线

$$\frac{F_{min}}{\lambda_{min}} = \frac{F_{max}}{\lambda_{max}} = \dots = \text{常数}$$

压缩弹簧的最小工作载荷通常取为 $F_{min} = (0.1 \sim 0.5) F_{max}$; 但对有预应力的拉伸弹簧(图 16-7c), $F_{min} > F_0$, F_0 为使具有预应力的拉伸弹簧开始变形时所需的初拉力。如图 16-7c 所示, 有预应力的拉伸弹簧相当于有预变形 x 。因而在同样的 F 作用下, 有预应力的拉伸弹簧产生的变形要比没有预应力时小。

弹簧的最大工作载荷 F_{max} , 由弹簧在机构中的工作条件决定, 但不应到达它的极限载荷, 通常应保持 $F_{max} \leq 0.8 F_{lim}$ 。

弹簧的特性曲线应绘在弹簧工作图中, 作为检验和试验时的依据之一。此外, 在设计弹簧时, 利用特性曲线分析受载与变形的关系也较方便。

(三) 圆柱螺旋弹簧受载时的应力及变形

1. 圆截面弹簧丝的圆柱螺旋弹簧计算

圆柱螺旋弹簧受压或受拉时, 弹簧丝的受力情况是完全一样的。现就图 16-8 所示的圆形截面弹簧丝的压缩弹簧承受轴向载荷 F 的情况进行分析。

由图 16-8a(图中弹簧下部断去, 未示出)可知, 由于弹簧丝具有升角 α , 故在通过弹簧轴线的截面上, 弹簧丝的截面 A—A 呈椭圆形, 该截面上作用着力 F 及扭矩 $T = F \frac{D}{2}$ 。因而在弹簧丝的法向截面 B—B 上则作用有横向力 $F \cos \alpha$ 、轴向力 $F \sin \alpha$ 、弯矩 $M = T \sin \alpha$ 及扭矩 $T' = T \cos \alpha$ 。

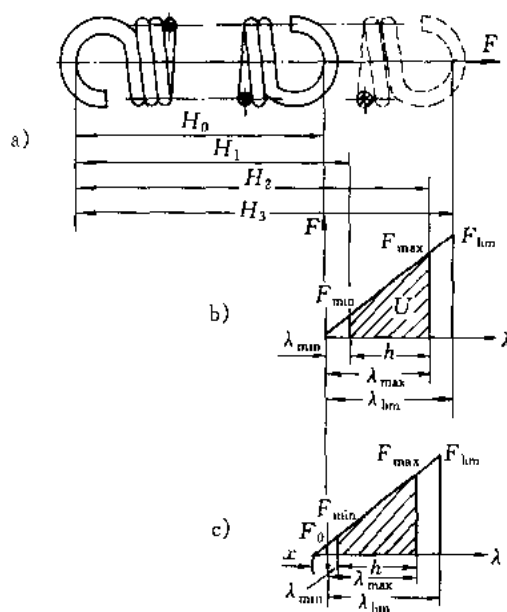


图 16-7 圆柱螺旋拉伸弹簧的特性曲线

由于弹簧的螺旋升角一般取为 $\alpha = 5^\circ \sim 9^\circ$, 故 $\sin \alpha \approx 0$; $\cos \alpha \approx 1$ (图 16-8b), 则截面 B—B 上的应力 (图 16-8c) 可近似地取为

$$\tau_{\Sigma} = \tau_F + \tau_T = \frac{F}{\pi d^2/4} + \frac{FD/2}{\pi d^3/16} = \frac{4F}{\pi d^2} \left(1 + \frac{2D}{d} \right) = \frac{4F}{\pi d^2} (1 + 2C) \quad (16-2)$$

式中 $C = \frac{D}{d}$ 称为旋绕比 (或弹簧指数)。为了使弹簧本身较为稳定, 不致颤动和过软, C 值不能太大; 但为避免卷绕时弹簧丝受到强烈弯曲, C 值又不宜太小。 C 值的范围为 4 ~ 16 (表 16-6), 常用值为 5 ~ 8。

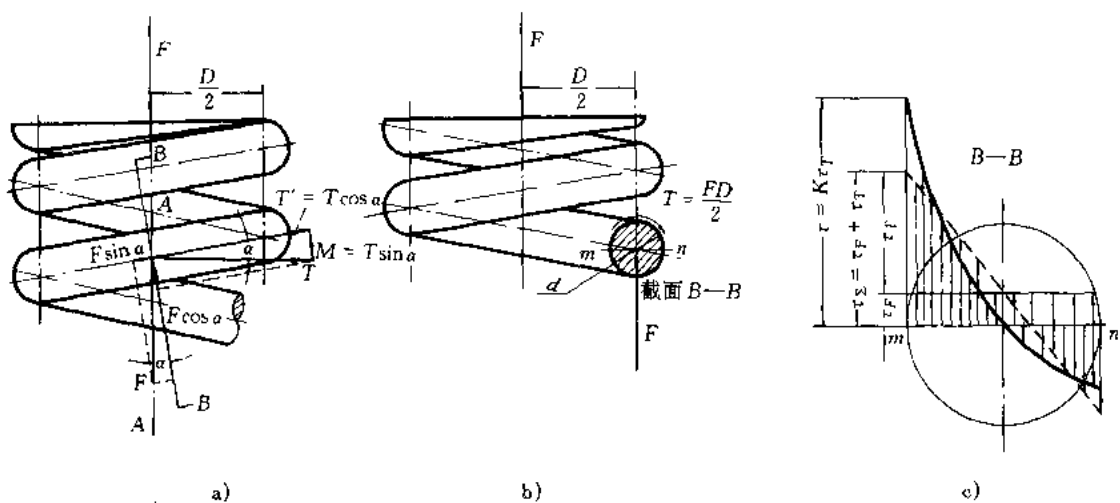


图 16-8 圆柱螺旋压缩弹簧的受力及应力分析

表 16-6 常用旋绕比 C 值

d/mm	0.2 ~ 0.4	0.45 ~ 1	1.1 ~ 2.2	2.5 ~ 6	7 ~ 16	18 ~ 42
$C = D/d$	7 ~ 14	5 ~ 12	5 ~ 10	4 ~ 9	4 ~ 8	4 ~ 6

为了简化计算,通常在式(16-2)中取 $1 + 2C \approx 2C$ (因为当 $C = 4 \sim 16$ 时, $2C \gg 1$, 实质上即为略去了 τ_f), 由于弹簧丝升角和曲率的影响, 弹簧丝截面中的应力分布将如图 16-8c 中的粗实线所示。由图可知, 最大应力产生在弹簧丝截面内侧的 m 点。实践证明, 弹簧的破坏也大多由这点开始。为了考虑弹簧丝的升角和曲率对弹簧丝中应力的影响, 现引进一个曲度系数 K , 则弹簧丝内侧的最大应力及强度条件可表示为

$$\tau = K\tau_T = K \frac{8CF}{\pi d^2} \leq [\tau] \quad (16-3)$$

式中曲度系数 K , 对于圆截面弹簧丝可按下式计算:

$$K \approx \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (16-4)$$

式(16-3)用于设计时确定弹簧丝的直径 d 。

圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧受载后的轴向变形量 λ , 可根据材料力学关于圆柱螺旋弹簧变形量的公式求得, 即

$$\lambda = \frac{8FD^3n}{Gd^4} = \frac{8FC^3n}{Gd} \quad (16-5)$$

式中: n ——弹簧的有效圈数;

G ——弹簧材料的切变模量, 见表 16-2。如以 F_{\max} 代替 F , 则最大轴向变形量为:

1) 对于压缩弹簧和无预应力的拉伸弹簧:

$$\lambda_{\max} = \frac{8F_{\max}C^3n}{Gd} \quad (16-6)$$

2) 对于有预应力的拉伸弹簧:

$$\lambda_{\max} = \frac{8(F_{\max} - F_0)C^3n}{Gd} \quad (16-7)$$

拉伸弹簧的初拉力(或初应力)取决于材料、弹簧丝直径、弹簧旋绕比和加工方法。

用不需淬火的弹簧钢丝制成的拉伸弹簧, 均有一定的初拉力。如不需要初拉力时, 各圈间应有间隙。经淬火的弹簧, 没有初拉力。当选取初拉力时, 推荐初应力 τ'_0 值在图 16-9 的阴影区内选取。

初拉力按下式计算:

$$F_0 = \frac{\pi d^3 \tau'_0}{8KD} \quad (16-8)$$

使弹簧产生单位变形所需的载荷 k_F 称为弹簧刚度, 即

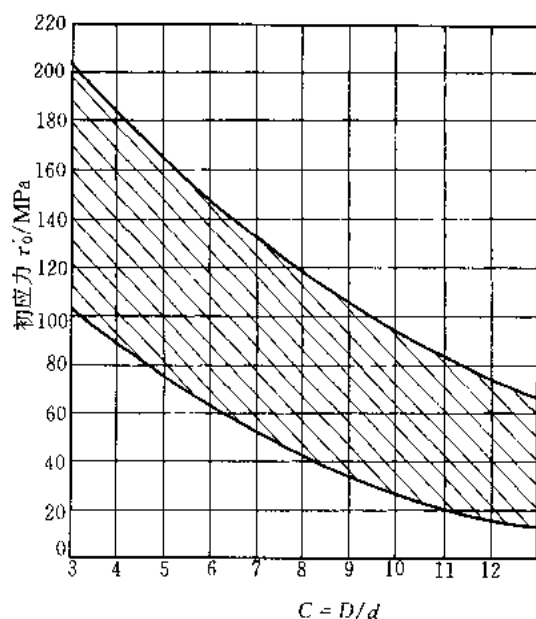


图 16-9 弹簧初应力的选择范围

$$k_F = \frac{F^{①}}{\lambda} = \frac{Gd}{8C^3n} = \frac{Gd^4}{8D^3n} \quad (16-9)$$

弹簧刚度是表征弹簧性能的主要参数之一。它表示使弹簧产生单位变形时所需的力,刚度愈大,需要的力愈大,则弹簧的弹力就愈大。但影响弹簧刚度的因素很多,从式(16-9)可知, k_F 与 C 的三次方成反比,即 C 值对 k_F 的影响很大。所以,合理地选择 C 值就能控制弹簧的弹力。另外, k_F 还和 G 、 d 、 n 有关。在调整弹簧刚度 k_F 时,应综合考虑这些因素的影响。

2. 矩形截面弹簧丝的圆柱螺旋弹簧计算

为了提高弹簧承载能力,节省空间,可使用非圆形截面(如矩形、梯形、扁圆形)弹簧丝的弹簧。下面介绍矩形截面弹簧丝圆柱螺旋弹簧的简化计算公式^[51]。

$$\text{弹簧刚度} \quad k_F = \frac{Gh^4(0.42a/h - 0.25)}{D^3n} \quad (16-10)$$

最大应力及强度条件

$$\text{当 } a/h \geq 1 \text{ 时} \quad \tau = \frac{(1+C)(2.2+0.26a/h)F}{h\sqrt{ah}} \leq [\tau] \quad (16-11a)$$

$$\text{当 } a/h < 1 \text{ 时} \quad \tau = \frac{(1+C)(2.4+0.26h/a)F}{h\sqrt{ah}} \leq [\tau] \quad (16-11b)$$

式(16-10)与式(16-11a、b)中的 a 与 h 分别为弹簧丝截面的宽度与厚度(见图 16-10),其余符号的意义同前,旋绕比 $C = D/a_0$ 。

设计时,由式(16-11)确定弹簧丝的尺寸 a 和 h ,由式(16-10)确定弹簧的圈数 n 。

① 对于有预应力的拉伸弹簧, $\frac{F}{\lambda}$ 应改为 $\frac{\Delta F}{\Delta \lambda}$, 其中 ΔF 是载荷改变量, $\Delta \lambda$ 是变形改变量,式(16-9)仍成立。

(四) 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计

在设计时,通常是根据弹簧的最大载荷、最大变形、以及结构要求(例如安装空间对弹簧尺寸的限制)等来决定弹簧丝直径、弹簧中径、工作圈数、弹簧的螺旋升角和长度等。

具体设计方法和步骤如下:

- 1) 根据工作情况及具体条件选定材料,并查取其力学性能数据。
- 2) 选择旋绕比 C ,通常可取 $C \approx 5 \sim 8$ (极限状态时不小于 4 或超过 16),并按式(16-4)算出曲度系数 K 值。
- 3) 根据安装空间初设弹簧中径 D ,根据 C 值估取弹簧丝直径 d ,并由表 16-2 查取弹簧丝的许用应力。
- 4) 试算弹簧丝直径 d' ,由式(16-3)可得

$$d' \geq 1.6 \sqrt{\frac{F_{\max} KC}{[\tau]}} \quad (16-12)$$

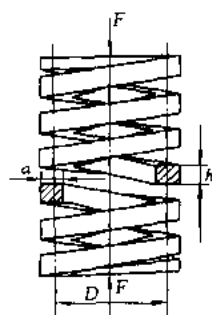


图 16-10 矩形截面弹簧丝的圆柱螺旋压缩弹簧

当弹簧材料选用碳素弹簧钢丝或 65Mn 弹簧钢丝时,因钢丝的许用应力决定于其 σ_B ,而 σ_B 是随着钢丝的直径 d 变化的(见表 16-3),所以计算时需先假设一个 d 值,然后进行试算。最后的 d 、 D 、 n 及 H_0 值应符合表 16-5 所给的标准尺寸系列。

- 5) 根据变形条件求出弹簧工作圈数。由式(16-6)、(16-7)可知:

$$\left. \begin{aligned} \text{对于有预应力的拉伸弹簧} \quad n &= \frac{Cd}{8(F_{\max} - F_0)C^3\lambda_{\max}} \\ \text{对于压缩弹簧或无预应力的拉伸弹簧} \quad n &= \frac{Cd}{8F_{\max}C^3\lambda_{\max}} \end{aligned} \right\} \quad (16-13)$$

- 6) 求出弹簧的尺寸 D_2 、 D_1 、 H_0 ,并检查其是否符合安装要求等。如不符合,则应改选有关参数(例如 C 值)重新设计。

- 7) 验算稳定性。对于压缩弹簧,如其长度较大时,则受力后容易失去稳定性(图 16-11a),

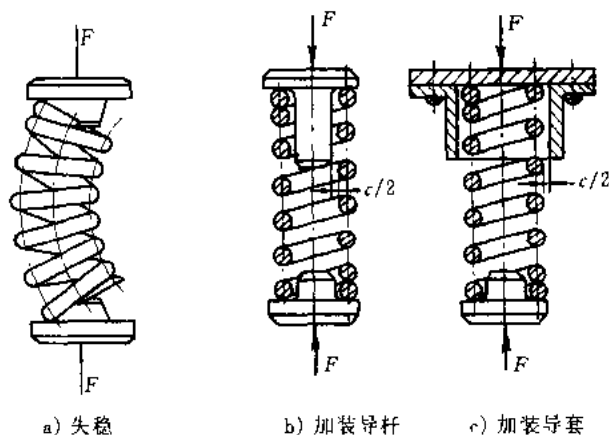


图 16-11 压缩弹簧失稳及对策

这在工作中是不允许的。为了便于制造及避免失稳现象,建议一般压缩弹簧的长细比 $b = \frac{H_0}{D}$ 按

下列情况选取:当两端固定时,取 $b < 5.3$;当一端固定,另一端自由转动时,取 $b < 3.7$;当两端自由转动时,取 $b < 2.6$ 。

当 b 大于上述数值时,要进行稳定性验算,并应满足

$$F_c = C_u k_F H_0 > F_{\max} \quad (16-14)$$

式中: F_c ——稳定时的临界载荷;

C_u ——不稳定系数,从图 16-12 中查得;

F_{\max} ——弹簧的最大工作载荷。

如 $F_{\max} > F_c$ 时,要重新选取参数,改变 b 值,提高 F_c 值,使其大于 F_{\max} 值,以保证弹簧的稳定性。如条件受到限制而不能改变参数时,则应加教导杆(图 16-11b)或导套(图 16-11c)。导杆(导套)与弹簧间的间隙 c 值(直径差)按表 16-7 的规定选取。

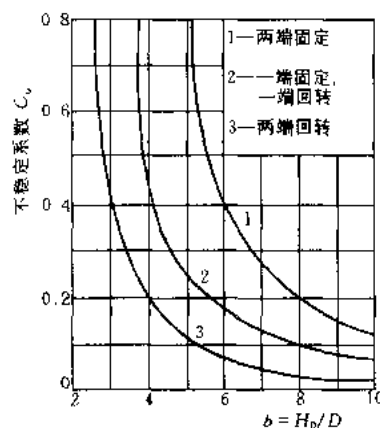


图 16-12 不稳定系数线图

表 16-7 导杆(导套)与弹簧间的间隙

中径 D/mm	≤ 5	$> 5 \sim 10$	$> 10 \sim 18$	$> 18 \sim 30$	$> 30 \sim 50$	$> 50 \sim 80$	$> 80 \sim 120$	$> 120 \sim 150$
间隙 c/mm	0.6	1	2	3	4	5	6	7

8) 疲劳强度和静应力强度的验算。对于循环次数较多、在变应力下工作的重要弹簧,还应该进一步对弹簧的疲劳强度和静应力强度进行验算(如果变载荷的作用次数 $N \leq 10^3$,或载荷变化的幅度不大时,可只进行静应力强度验算)。

疲劳强度验算 图 16-13 所示为弹簧在变载荷作用下的应力变化状态。图中 H_0 为弹簧的自由长度, F_1 和 λ_1 为安装载荷和预压变形量, F_2 和 λ_2 为工作时的最大载荷和最大变形量。当弹簧所受载荷在 F_1 和 F_2 之间不断循环变化时,则根据式(16-3)可得弹簧材料内部所产生的最大和最小循环切应力为:

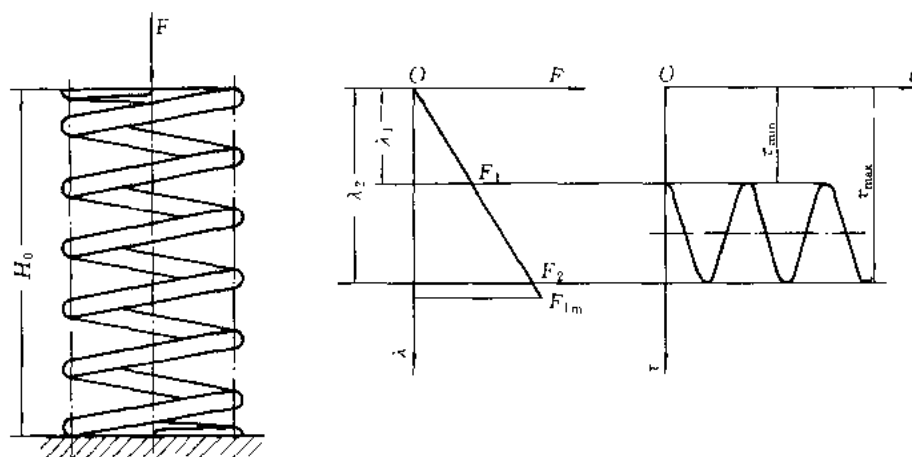


图 16-13 弹簧在变载荷作用下的应力变化状态

$$\tau_{\max} = \frac{8KD}{\pi d^3} F_2$$

$$\tau_{\min} = \frac{8KD}{\pi d^3} F_1$$

对应于上述变应力作用下的普通圆柱螺旋压缩弹簧,疲劳强度安全系数计算值 S_{ca} 及强度条件可按下式计算:

$$S_{ca} = \frac{\tau_0 + 0.75\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \geq S_F \quad (16-15)$$

式中: τ_0 ——弹簧材料的脉动循环剪切疲劳极限,按变载荷作用次数 N ,由表 16-8 中查取;

S_F ——弹簧疲劳强度的设计安全系数,当弹簧的设计计算和材料的力学性能数据精确性高时,取 $S_F = 1.3 \sim 1.7$;当精确性低时,取 $S_F = 1.8 \sim 2.2$ 。

表 16-8 弹簧材料的脉动循环剪切疲劳极限

变载荷作用次数 N	10^4	10^5	10^6	10^7
τ_0/MPa	$0.45\sigma_B$	$0.35\sigma_B$	$0.33\sigma_B$	$0.3\sigma_B$

注:1) 此表适用于高优质钢丝、不锈钢丝,铍青铜和硅青铜丝;

2) 对喷丸处理的弹簧,表中数值可提高 20%;

3) 对于硅青铜,不锈钢丝, $N = 10^4$ 时的 τ_0 值可取 $0.35\sigma_B$;

4) 表中 σ_B 为弹簧材料的拉伸强度极限,单位为 MPa。

静应力强度验算 静应力强度安全系数计算值 S_{Sca} 的计算公式及强度条件为

$$S_{Sca} = \frac{\tau_S}{\tau_{\max}} \geq S_S \quad (16-16)$$

式中 τ_S 为弹簧材料的剪切屈服极限。静应力强度的设计安全系数 S_S 的选取与 S_F 相同。

9) 振动验算。承受变载荷的圆柱螺旋弹簧常是在加载频率很高的情况下工作(如内燃机汽缸阀门弹簧)。为了避免引起弹簧的谐振而导致弹簧的破坏,需对弹簧进行振动验算,以保证其临界工作频率(即工作频率的许用值)远低于其基本自振频率。

圆柱螺旋弹簧的基本自振频率 f_b (单位为 Hz) 为

$$f_b = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k_F}{m_s}} \quad (16-17)$$

式中: k_F ——弹簧的刚度,单位为 N/mm,见式(16-9);

m_s ——弹簧的质量,单位为 kg,见表 16-4。

将 k_F, m_s 的关系式代入式(16-17),并取 $n \approx n_1$ 则

$$f_b = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{Gd^4/8D^3n}{\pi^2 d^2 D n_1 \gamma / 4 \cos \alpha}} \approx \frac{d}{8.9 D^2 n_1} \sqrt{\frac{G \cos \alpha}{\gamma}} \quad (16-18)$$

式中各符号意义及单位同前,见式(16-9)及表 16-4。

弹簧的基本自振频率 f_b 应不低于其工作频率 f_w (单位为 Hz) 的 15~20 倍,以避免引起严重的振动。即

$$f_b \geq (15 \sim 20) f_w$$

或

$$f_v \leq \frac{f_h}{15 \sim 20} \quad (16-19)$$

但弹簧的工作频率一般是预先给定的,故当弹簧的基本自振频率不能满足上式时,应增大 k_F 或减小 m_s , 重新进行设计。

10) 进行弹簧的结构设计。如对拉伸弹簧确定其钩环类型等,并按表 16-4 计算出全部有关尺寸。

11) 绘制弹簧工作图。

例题 16-1 设计一普通圆柱螺旋拉伸弹簧。已知该弹簧在一般载荷条件下工作,并要求中径 $D \approx 18 \text{ mm}$, 外径 $D_2 \leq 22 \text{ mm}$ 。当弹簧拉伸变形量 $\lambda_1 = 7.5 \text{ mm}$ 时,拉力 $F_1 = 180 \text{ N}$; 拉伸变形量 $\lambda_2 = 17 \text{ mm}$ 时,拉力 $F_2 = 340 \text{ N}$ 。

〔解〕 1. 根据工作条件选择材料并确定其许用应力

因弹簧在一般载荷条件下工作,可以按第Ⅲ类弹簧来考虑。现选用碳素弹簧钢丝 C 级。并根据 $D_2 - D \leq 22 \text{ mm} - 18 \text{ mm} = 4 \text{ mm}$, 估取弹簧钢丝直径为 3.0 mm 。由表 16-3 暂选 $\sigma_B = 1570 \text{ MPa}$, 则根据表 16-2 可知 $[\tau] = 0.8 \times 0.5 \times \sigma_B = 628 \text{ MPa}$ 。

2. 根据强度条件计算弹簧钢丝直径

现选取旋绕比 $C = 6$, 则由式(16-4)得

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \times 6 - 1}{4 \times 6 - 4} + \frac{0.615}{6} \approx 1.25$$

根据式(16-12)得

$$d' \geq 1.6 \sqrt{\frac{F_2 K C}{[\tau]}} = 1.6 \times \sqrt{\frac{340 \times 1.25 \times 6}{628}} \text{ mm} = 3.22 \text{ mm}$$

改取 $d = 3.2 \text{ mm}$, 查得 σ_B 不变, 故 $[\tau]$ 不变, 取 $D = 18 \text{ mm}$, $C = 18/3.2 = 5.625$, 计算得 $K = 1.253$, 于是

$$d' \geq 1.6 \times \sqrt{\frac{340 \times 1.253 \times 5.625}{628}} = 3.12 \text{ mm}$$

上值与原估取值相近, 取弹簧钢丝标准直径 $d = 3.2 \text{ mm}$ 。此时 $D = 18 \text{ mm}$, 为标准值, 则

$$D_2 = D + d = 18 \text{ mm} + 3.2 \text{ mm} = 21.2 \text{ mm} < 22 \text{ mm}$$

所得尺寸与题中的限制条件相符, 合适。

3. 根据刚度条件, 计算弹簧圈数 n

由式(16-9)得弹簧刚度为

$$k_F = \frac{F_2 - F_1}{\lambda_2 - \lambda_1} = \frac{340 - 180}{17 - 7.5} \text{ N/mm} = 16.8 \text{ N/mm}$$

由表 16-2 取 $G = 82000 \text{ MPa}$, 则弹簧圈数 n 为

$$n = \frac{Gd^4}{8D^3 k_F} = \frac{82000 \times 3.2^4}{8 \times 18^3 \times 16.8} = 10.96$$

取 $n = 11$ 圈。

此时弹簧的刚度为

$$k_F = 10.96 \times 16.8 / 11 \text{ N/mm} = 16.74 \text{ N/mm}$$

4. 验算

1) 弹簧初拉力

$$F_0 = F_1 - k_F \lambda_1 = 180 \text{ N} - 16.74 \times 7.5 \text{ N} = 54.45 \text{ N}$$

初应力 τ_0 按式(16-8)得

$$\tau'_0 = K \frac{8 F_0 D}{\pi d^3} = 1.253 \times \frac{8 \times 54.45 \times 18}{\pi \times 3.2^3} \text{MPa} = 95.44 \text{MPa}$$

按照图 16-9, 当 $C=5.62$ 时, 初应力 τ'_0 的推荐值为 65~150 MPa, 故此初应力值合适。

2) 极限工作应力 τ_{lim} 取 $\tau_{\text{lim}} = 0.56 \sigma_B$, 则

$$\tau_{\text{lim}} = 0.56 \times 1570 \text{MPa} = 879.2 \text{MPa}$$

3) 极限工作载荷

$$F_{\text{lim}} = \frac{\pi d^3 \tau_{\text{lim}}}{8 DK} = \frac{3.14 \times 3.2^3 \times 879.2}{8 \times 18 \times 1.253} \text{N} = 501.4 \text{N}$$

5. 进行结构设计

选定两端钩环, 并计算出全部尺寸(从略)。

§ 16-4 圆柱螺旋扭转弹簧的设计计算

(一) 圆柱螺旋扭转弹簧的结构及特性曲线

扭转弹簧常用于压紧、储能或传递扭矩。它的两端带有杆臂或挂钩, 以便固着或加载。图 16-14 中, N I 型为内臂扭转弹簧, N II 型为外臂扭转弹簧, N III 型为中心臂扭转弹簧, N IV 型为双扭簧。螺旋扭转弹簧在相邻两圈间一般留有微小的间距, 以免扭转变形时相互摩擦。

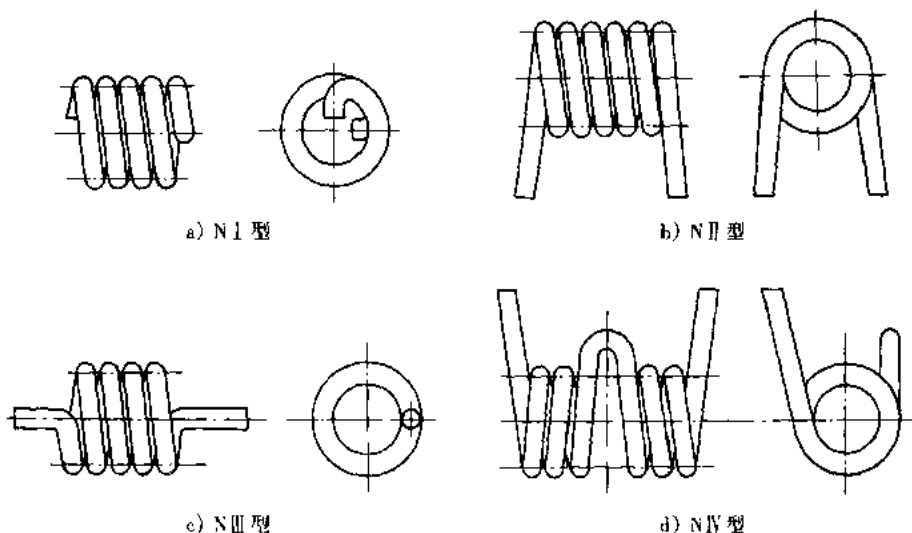


图 16-14 圆柱螺旋扭转弹簧

扭转弹簧的工作应力也是要在其材料的弹性极限范围内才能正常工作, 故载荷 T 与扭转角 φ 间仍为直线关系, 其特性曲线如图 16-15 所示。图中各符号的意义是:

T_{lim} ——极限工作扭矩, 即达到这个载荷时, 弹簧丝中的应力已接近其弹性极限;

T_{max} ——最大工作扭矩, 即对应于弹簧丝中的弯曲应力到达许用值时的最大工作载荷;

T_{min} ——最小工作扭矩(安装值), 按弹簧的功用选定, 一般取 $T_{\text{min}} = (0.1 \sim 0.5) T_{\text{max}}$;

$\varphi_{\text{lim}}, \varphi_{\text{max}}, \varphi_{\text{min}}$, ——分别对应于上述各载荷的扭转角。

扭转弹簧的轴向长度的计算, 可仿照表 16-4 中拉伸弹簧自由长度 H_0 (单位为 mm) 的计算公式进行计算, 即

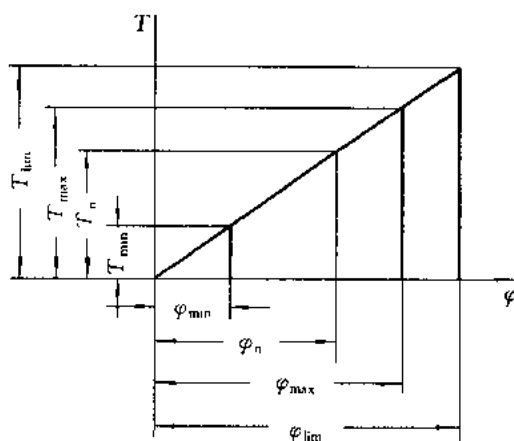


图 16-15 扭转弹簧的特性曲线

$$H_0 = n(d + \delta_0) + H_h$$

式中: δ_0 —— 弹簧相邻两圈间的轴向间距, 一般取 $\delta_0 = 0.1 \sim 0.5 \text{ mm}$;

H_h —— 挂钩或杆臂沿弹簧轴向的长度, 单位为 mm。

(二) 圆柱螺旋扭转弹簧受载时的应力及变形

图 16-16 为一承受扭矩 T 的圆柱螺旋扭转弹簧。取弹簧丝的任意圆形截面 $B-B$, 扭矩 T 对此截面作用的载荷为一引起弯曲应力的力矩 M 及一引起扭转切应力的扭矩 T' 。而 $M = T \cos \alpha$, $T' = T \sin \alpha$ 。因 α 很小, 故 T' 的作用可以忽略不计。而 $M \approx T$, 即弹簧丝截面上的应力, 可以近似地按受弯矩的梁来计算, 其最大弯曲应力 σ_{\max} (单位为 MPa) 及强度条件 (以 T_{\max} 代 T , 单位为 $\text{N} \cdot \text{mm}$) 为

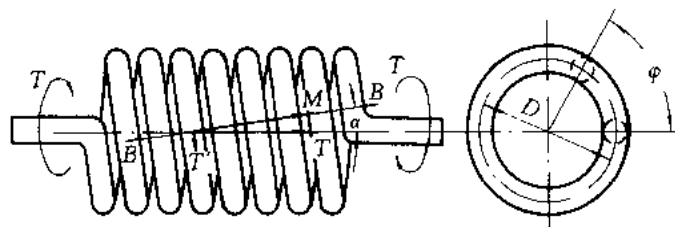


图 16-16 扭转弹簧的载荷分析

$$\sigma_{\max} = \frac{K_1 M}{W} \approx \frac{K_1 T_{\max}}{0.1 d^3} \leq [\sigma_b] \quad (16-20)$$

式中: W —— 圆形截面弹簧丝的抗弯截面系数, 单位为 mm^3 , 即

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3$$

d —— 弹簧丝直径, 单位为 mm;

K_1 —— 扭转弹簧的曲度系数 (意义与前述拉压弹簧的曲度系数 K 相似); 对圆形截面弹

簧丝的扭转弹簧, 曲度系数 $K_t = \frac{4C-1}{4C-4}$, 常用 C 值为 4~16;

$[\sigma_b]$ ——弹簧丝的许用弯曲应力, 单位为 MPa, 由表 16-2 选取。

扭转弹簧承载时的变形以其角位移来测定。弹簧受扭矩 T 作用后, 因扭转变形而产生的扭转角 φ [单位为 ($^\circ$)] 可按材料力学中的公式作近似计算, 即

$$\varphi \approx \frac{180 TDn}{EI} \quad (16-21)$$

扭转弹簧的刚度为

$$k_T = \frac{T}{\varphi} = \frac{EI}{180 Dn} \quad (16-22)$$

式中: k_T ——弹簧的扭转刚度, 单位为 $N \cdot mm / (^\circ)$;

I ——弹簧丝截面的轴惯性矩, 单位为 mm^4 , 对于圆形截面, $I = \frac{\pi d^4}{64}$;

E ——弹簧材料的弹性模量, 单位为 MPa, 见表 16-2;

其余各符号的意义和单位同前。

(三) 圆柱螺旋扭转弹簧的设计

圆柱螺旋扭转弹簧的设计方法和步骤是: 首先选定材料及许用应力, 并选择 C 值, 计算出 K_t (或暂取 $K_t = 1$); 对于圆形截面弹簧丝的弹簧, 以 $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3$ 代入式 (16-20), 试算出弹簧丝直径

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{K_t \cdot T_{\max}}{0.1 [\sigma_b]}} \quad (16-23)$$

同理, 如果弹簧是选用碳素弹簧钢丝或 65Mn 弹簧钢丝制造时, 仍应仿前检查 d' 与原来估取的 d 值是否接近。如接近时, 即可将 d' 圆整为标准直径 d , 并按 d 求出弹簧的其它尺寸。然后检查各尺寸是否合适。

由式 (16-21) 整理后, 可得出计算扭转弹簧圈数的公式为

$$n = \frac{EI\varphi}{180 TD} \quad (16-24)$$

扭转弹簧的弹簧丝长度可仿照表 16-4 中拉伸弹簧展开长度的计算公式进行计算, 即

$$L \approx \pi Dn + L_h \quad (16-25)$$

式中 L_h 为制做挂钩或杆臂的弹簧丝长度。

最后绘制弹簧的工作图。

例题 16-2 试设计一 NIII 型圆柱螺旋扭转弹簧。最大工作扭矩 $T_{\max} = 7 N \cdot m$, 最小工作扭矩 $T_{\min} = 2 N \cdot m$, 工作扭转角 $\varphi = \varphi_{\max} - \varphi_{\min} = 50^\circ$, 载荷循环次数 N 为 10^5 。

【解】 1. 选择材料并确定其许用弯曲应力

根据弹簧的工作情况, 属于 II 类弹簧。现选用碳素弹簧钢丝 B 级制造, 由表 16-2 查得 $[\sigma_b] = 0.5 \sigma_B$, 估取弹簧钢丝直径为 5 mm, 由表 16-3 取 $\sigma_B = 1320 MPa$ 。则 $[\sigma_b] = 0.5 \times 1320 MPa = 660 MPa$ 。

2. 选择旋绕比 C 并计算曲度系数 K_t

选取 $C = 6$, 则

$$K_t = \frac{4C-1}{4C-4} = \frac{4 \times 6 - 1}{4 \times 6 - 4} = \frac{23}{20} = 1.15$$

3. 根据强度条件试算弹簧钢丝直径

由式(16-23)得

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{K_1 T_{\max}}{0.1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{1.15 \times 7\,000}{0.1 \times 660}} \text{ mm} = 4.95 \text{ mm}$$

原值 $d = 5 \text{ mm}$ 可用, 不须重算。

4. 计算弹簧的基本几何参数

$$D = Cd = 6 \times 5.0 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

$$D_2 = D + d = 30 \text{ mm} + 5.0 \text{ mm} = 35 \text{ mm}$$

$$D_1 = D - d = 30 \text{ mm} - 5.0 \text{ mm} = 25 \text{ mm}$$

取间距 $\delta_0 = 0.5 \text{ mm}$, 则

$$p = d + \delta_0 = 5.0 \text{ mm} + 0.5 \text{ mm} = 5.5 \text{ mm}$$

$$\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D} = \arctan \frac{5.5}{\pi \times 30} = 3^\circ 20'$$

5. 按刚度条件计算弹簧的工作圈数

由表 16-2 知, $E = 200\,000 \text{ MPa}$; $I = \pi d^4/64 = \pi \times (5^4/64) \text{ mm}^4 = 30.68 \text{ mm}^4$ 。故由式(16-24)得

$$n = \frac{EI\varphi}{180TD} = \frac{200\,000 \times 30.68 \times 50}{180 \times (7\,000 - 2\,000) \times 30} = 11.36 (\text{圈})$$

取 $n = 11.5 (\text{圈})$ 。

6. 计算弹簧的扭转刚度

由式(16-22)得

$$k_T = \frac{EI}{180Dn} = \frac{200\,000 \times 30.68}{180 \times 30 \times 11.5} \text{ N} \cdot \text{mm}/(^{\circ}) = 98.8 \text{ N} \cdot \text{mm}/(^{\circ})$$

7. 计算 φ_{\max} 及 φ_{\min}

因为

$$T_{\max} = k_T \varphi_{\max}$$

所以

$$\varphi_{\max} = \frac{T_{\max}}{k_T} = \left(\frac{7\,000}{98.8} \right)^{\circ} = 70.85^{\circ}$$

$$\varphi_{\min} = \varphi_{\max} - \varphi = 70.85^{\circ} - 50^{\circ} = 20.85^{\circ}$$

8. 计算自由高度 H_0

取 $H_h = 40 \text{ mm}$, 则

$$H_0 = n(d + \delta_0) + H_h = 11.5 \times (5 + 0.5) \text{ mm} + 40 \text{ mm} = 103.25 \text{ mm}$$

9. 计算弹簧丝展开长度 L

取 $L_h = H_h = 40 \text{ mm}$, 则由式(16-25)得

$$L = \pi Dn + L_h = \pi \times 30 \times 11.5 \text{ mm} + 40 \text{ mm} = 1\,123.8 \text{ mm}$$

10. 绘制工作图(从略)。

§ 16-5 其它类型弹簧简介

(一) 平面涡卷弹簧

平面涡卷弹簧(简称涡簧)是阿基米德涡线形的结构,如图 16-17 所示。它的外端固定在活动构件或壳体上,内端固定在心轴上。涡簧主要用作仪表机构的发条及武器的发射弹簧。弹簧在这些机构中,用积蓄的能量带动活动构件运动,完成机构所需要的动作。

涡簧所受的外载荷是扭矩,但弹簧丝的每一个截面都承受着相同的弯矩,其受力状态和工作条件与扭转螺

旋弹簧的基本上相同。因此,可以利用扭转螺旋弹簧的设计计算方法来计算涡簧。

涡簧的特性曲线如图 16-18 所示,它在工作行程中所受的扭矩与其扭转角大体上是成正比的,但特性曲线的两头不是直线而是曲线。这是由于涡簧结构上的原因所造成的。在涡簧工作的开始阶段和终止阶段,参加工作的不是弹簧丝的全长度,而是它的一部分。涡簧外层几圈是逐渐松开的,当各圈完全松离心轴后,涡簧才能在全长度内变形,所以特性曲线的两头出现曲线段。

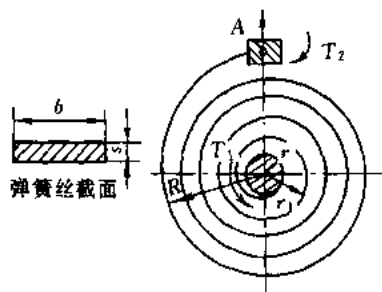


图 16-17 平面涡卷弹簧

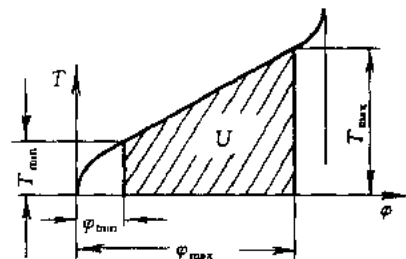


图 16-18 平面涡卷弹簧的特性曲线

涡簧所用的材料为优质高碳钢及冷轧工具钢等。涡簧的制作是将钢带卷到特制的心轴上,使之一圈一圈地叠起来,然后进行强压处理(一般为 24 h),以便使钢带中产生的应力保持稳定。

(二) 碟形弹簧

碟形弹簧呈无底碟状,是用薄钢板冲压而成的。实用中一般是将很多碟形弹簧组合起来(图 16-19),并装在导杆上或套筒中工作。

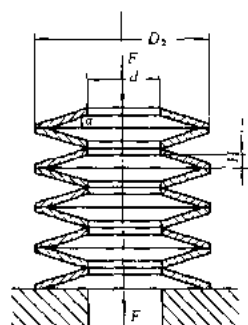


图 16-19 碟形弹簧

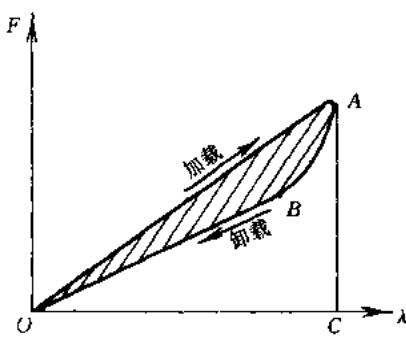


图 16-20 碟形弹簧的特性曲线

碟形弹簧只能承受轴向载荷,是一种刚度很大的压缩弹簧。当受到轴向压力 F 时,碟形弹簧片的 α 角将减小,使弹簧产生轴向变形。由于每个 α 角时的刚度不同,载荷与变形不再是线性关系,但在工程上常将碟形弹簧的特性曲线近似地取为直线。又因工作过程中有能量消耗,所以,加载过程和卸载过程的特性曲线 OA 和 ABO 并不重合(图 16-20),两段曲线所围成的面积(阴影部分)代表弹簧的内摩擦功。阴影面积与近似三角形 OAC 的面积比值则表征弹簧的缓冲能力。

碟形弹簧片常用 60Si2MnA 或与其力学性能相近的其它钢板(60SiMn5、67SiCr5 或 50CrVA 等)冲压而成,钢板厚度 $s \leq 6$ mm 的用冷冲法, $s > 6$ mm 的用热冲法。采用冷冲法时,冲制前先进行退火,冲制后再进行淬火和回火。为了提高弹簧的承载能力,最后可进行强压处理。

碟形弹簧常用在空间尺寸小,外载荷又很大的缓冲减震装置中。

(三) 环形弹簧

环形弹簧是由若干带锥面的内外圆环组成的一种压缩弹簧(图 16-21)。它在轴向载荷 F 作用下,内外环的接触面间将产生很大的法向压力,使内环直径减小,外环直径增大。由于内外环直径发生这样的变化,就使弹簧缩短了长度;当外力卸除后,由于环的锥角 β 大于摩擦角,所以弹簧便在弹性内力的作用下恢复原来的尺寸。

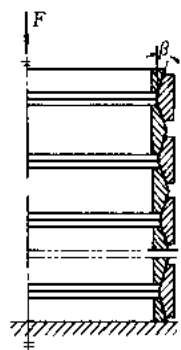


图 16-21 环形弹簧

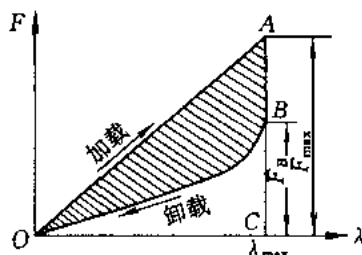


图 16-22 环形弹簧的特性曲线

环形弹簧承受轴向力 F 时,内、外环的锥形接触面间产生很大的摩擦力,消耗很多的能量,此时受力与变形仍成线性关系,见特性曲线(图 16-22)中的 OA 段。在加载过程中,外力 F 等于弹簧内力与摩擦力之和。 ABO 表示卸载过程,它包括两个阶段,即 AB 段和 BO 段。 AB 段表示载荷由 F_{max} 降至 F_B ,弹簧的弹性内力克服静摩擦力的情况。这时外力虽降低了,而弹簧的轴向尺寸并没有恢复。 BO 段表示外力继续下降,所存的弹性内力克服临界摩擦力,使弹簧逐渐恢复原状的情况。

环形弹簧的内、外环,由优质碳钢或耐磨的合金钢制成。各环按所需的外形先进行滚压,以提高其承载能力,然后再进行热处理。

环形弹簧是一种强力弹簧,具有很大的缓冲吸震能力,(面积 $OABO$ 与 $OACO$ 之比可达 60% ~ 70%),常用在重型车辆、火炮和飞机起落架等的缓冲装置中。

(四) 板簧

板簧一般是由 6 ~ 15 片长度不等的弹簧钢板重叠而成(图 16-23)。它是把钢板制成等宽的板条,两端加以适当的修整,然后重叠起来,并加装弹簧夹等而组成。重叠前把每片钢板制成不同的曲率(图 16-23a),装配后(图 16-23b),使其产生初应力,以提高板簧的强度。

板簧受力后,产生弯曲变形,即产生一定的挠度,而力和变形成正比,所以它的特性曲线也是一条直线,如图 16-24 所示。

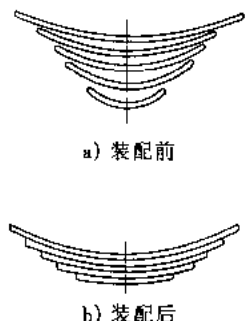


图 16-23 实用板簧的形成

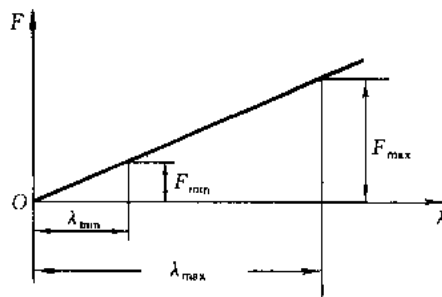


图 16-24 板簧的特性曲线

制造板簧的材料主要是用热处理后具有高强度的合金钢,常用的有 60Si2MnA, 60Si2Ni2A 等。

板簧的刚度很大,也是一种强力弹簧,由于板簧有较大的消振能力,主要用于各种车辆的减震装置和某些锻压设备(如弹簧锤)的结构中。

习 题

16-1 试设计一在静载荷、常温下工作的阀门圆柱螺旋压缩弹簧。已知:最大工作载荷 $F_{\max} = 220 \text{ N}$,最小工作载荷 $F_{\min} = 150 \text{ N}$,工作行程 $h = 5 \text{ mm}$,弹簧外径不大于 16 mm ,工作介质为空气,两端固定支承。

16-2 设计一圆柱螺旋扭转弹簧。已知该弹簧用于受力平稳的一般机构中,安装时的预加扭矩 $T_1 \approx 2 \text{ N}\cdot\text{m}$,工作扭矩 $T_2 = 6 \text{ N}\cdot\text{m}$,工作时的扭转角 $\varphi = \varphi_{\max} - \varphi_{\min} = 40^\circ$ 。

16-3 某牙嵌式离合器用的圆柱螺旋压缩弹簧(参看图 16-6)的参数如下: $D_2 = 36 \text{ mm}$, $d = 3 \text{ mm}$, $n = 5$,弹簧材料为碳素弹簧钢丝(C级),最大工作载荷 $F_{\max} = 100 \text{ N}$,载荷性质为Ⅱ类,试校核此弹簧的强度,并计算其最大变形量 λ_{\max} 。

16-4 设计一具有预应力的圆柱螺旋拉伸弹簧(参看图 16-7c)。已知:弹簧中径 $D \approx 10 \text{ mm}$,外径 $D_2 < 15 \text{ mm}$ 。要求:当弹簧变形量为 6 mm 时,拉力为 160 N ;变形量为 15 mm 时,拉力为 320 N 。

16-5 圆柱螺旋扭转弹簧用在 760 mm 宽的门上,如图 16-25 所示。当关门后,手把上加 4.5 N 的推力 F 能把门打开;当门转到 180° 时,手把上的推力为 13.5 N ,若材料的许用弯曲应力 $[\sigma_b] = 1100 \text{ MPa}$,求:(1) 该弹簧的弹簧钢丝直径 d 和中径 D ;(2) 所需的初始变形角 φ_{\min} ;(3) 弹簧的工作圈数 n 。

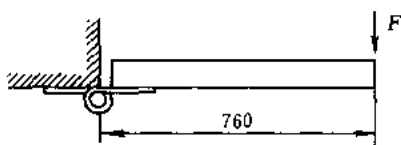


图 16-25 门用弹簧设计

第十七章 机座和箱体简介

§ 17-1 概 述

机座和箱体等零件,在一台机器的总质量中占有很大的比例(例如在机床中约占总质量的 70% ~ 90%),同时在很大程度上影响着机器的工作精度及抗振性能;若兼作运动部件的滑道(导轨)时,还影响着机器的耐磨性等。所以正确选择机座和箱体等零件的材料和正确设计其结构形式及尺寸,是减小机器质量、节约金属材料、提高工作精度、增强机器刚度及耐磨性等的重要途径。现仅就机座和箱体的一般类型、材料、制法、结构特点及基本设计准则作一简要介绍。

(一) 机座和箱体的一般类型

机座(包括机架、基板等)和箱体(包括机壳、机匣等)的形式繁多,分类方法不一。就其一般构造形式而言,可划分为四大类(图 17-1):机座类(图 a、b、c、d)、机架类(图 e、f、g)、基板类(图 h)和箱壳类(图 i、j)。若按结构分类,则可分为整体式和装配式;按制法分类又可分为铸造的、焊接的和拼焊的等等。

(二) 机座和箱体的材料及制法

固定式机器,尤其是固定式重型机器,其机座和箱体的结构较为复杂,刚度要求也较高,因而通常都为铸造。铸造材料常用既便于施工又价廉的铸铁(包括普通灰铸铁、球墨铸铁与变性灰铸铁等);只有需要强度高、刚度大时才用铸钢;当减小质量具有很大的意义时(如运行式机器的机座和箱体)才用铝合金等轻合金。对于运行式机器,如飞机、汽车、拖拉机及运行式起重机等,减小机体的质量非常重要,故常用钢或轻合金型材焊制。大型机座的制造,则常采取分零铸造,然后焊成一体的办法。

铸造及焊接零件的基本工艺、应用特性及一般选择原则已在金属工艺学中阐述,设计时,应全面进行分析比较,以期设计合理,且能符合生产实际。例如虽然一般地说,成批生产且结构复杂的零件以铸造为宜;单件或少量生产,且生产期限较短的零件则以焊接为宜,但对具体的机座或箱体仍应分析其主要决定因素。譬如成批生产的中小型机床及内燃机等机座,结构复杂是其主要问题,固然应以铸造为宜;但成批生产的汽车底盘及运行式起重机的机座等却以质量小和运行灵便为主,则又应以焊接为宜。又如质量及尺寸都不大的单件机座或箱体以制造简便和经济为主,应采用焊接;而单件大型机座或箱体若单采用铸或焊皆不经济或不可能时,则应采用拼焊结构等等。

§ 17-2 机座和箱体的截面形状及肋板布置

(一) 截面形状

绝大多数的机座和箱体受力情况都很复杂,因而要产生拉伸(或压缩)、弯曲、扭转等变形。当受到弯曲或扭转时,截面形状对于它们的强度和刚度有着很大的影响。如能正确设计机座和箱体的截面形状,从而在既不增大截面面积、又不增大(甚至减小)零件质量(材料消耗量)的条件下,来增大截面系数及截面的惯性矩,就能提高它们的强度和刚度。表 17-1 中列出了常用的几种截面形状(面积接近相等),通过它们的相对强度和相对刚度的比较可知:虽然空心矩形截面的弯曲强度不及工字形截面的,扭转强度不及圆形截面的,但它的扭转刚度却大得很多,而且采用空心矩形截面的机座和箱体的内外壁上较易装设其它机件。因而对于机座和箱体来说,它是结构性能较好的截面形状。实用中绝大多数的机座和箱体都采用这种截面形状就是这个缘故。

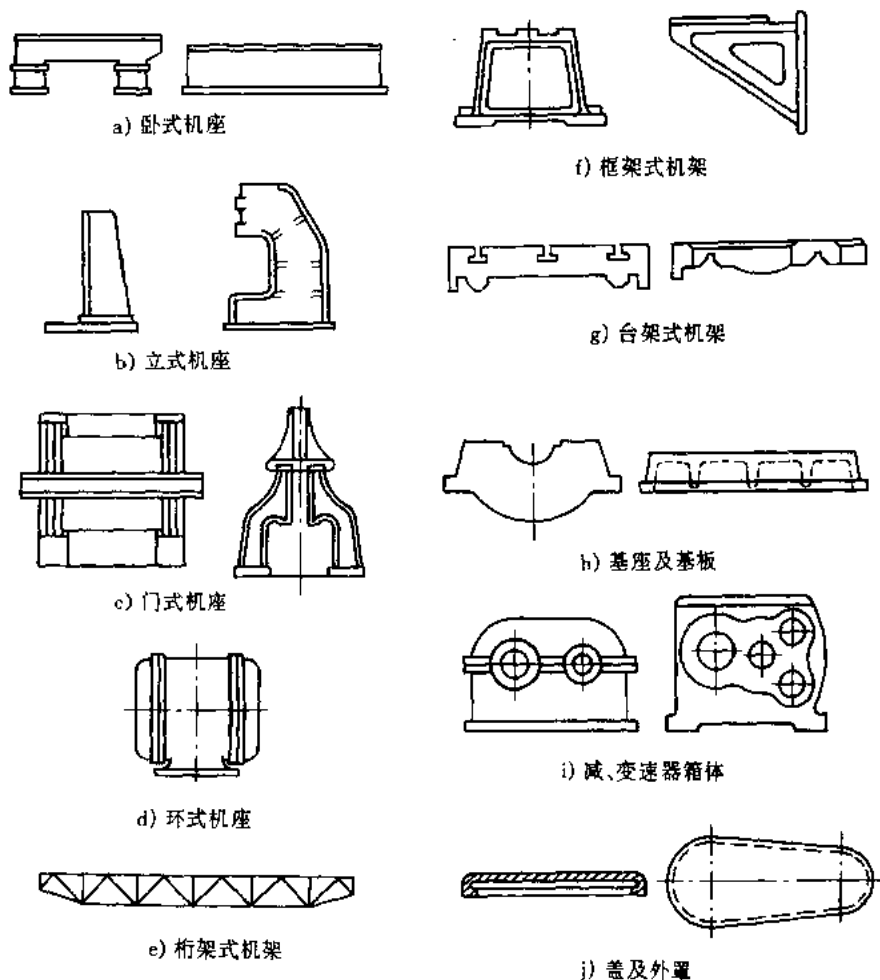


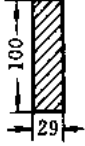
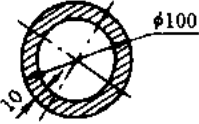
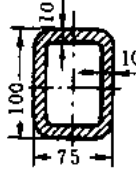
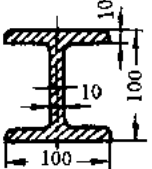
图 17-1 机座和箱体的形式

(二) 肋板布置

一般地说,增加壁厚固然可以增大机座和箱体的强度和刚度,但不如加设肋板来得有利。因为加设肋板时,既可增大强度和刚度,又可较增大壁厚时减小质量;对于铸件,由于不需增加壁厚,就可减少铸造的缺陷;对于焊件,则壁厚时更易保证焊接的品质。特别是当受到铸造、焊接工艺及结构要求的限制时,例如为了便于砂芯的安装或清除,以及需在机座内部装置其它机件等等,往往需把机座制成一面或两面敞开的,或者至少须在某些部位开出较大的孔洞,这样必然大大削弱了机座的刚度,此时则加设肋板更属必要。因此加设肋板不仅是较为有利的,而且常常是必要的。



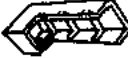
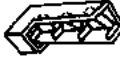


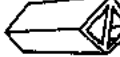
肋板布置的正确与否对于加设肋板的效果有着很大的影响。如果布置不当,不仅不能增大机座和箱体的强度和刚度,而且会造成浪费工料及增加制造困难。由表 17-2 所列的几种肋板布置情况即可看出:除了第 5、6 号的斜肋板布置情况外,其它几种肋板布置形式对于弯曲刚度增加得很少;尤其是第 3、4 号的布置情况,相对弯曲刚度 C_b 的增加值还小于相对质量 R 的增加值 $\left(\frac{C_b}{R} < 1\right)$ 。由此可知肋板的布置以第 5、6 号所示的斜肋板形式较佳。但若采用斜肋板会造成工艺上的困难时,亦可妥善安排若干直肋板。例如为了便于焊制,桥式起重机箱形主梁的肋板即为直肋板。此外,肋板的结构形状也是需要考虑的重要影响因素,并应随具体的应用场合及不同的工艺要求(如铸、铆、焊、胶等)而设计成不同的结构形状。

表 17-1 常用的几种截面形状的对比

截 面		弯 曲			扭 转			
形 状	面 积 /cm ²	许用弯矩 /(N·m)	相对强度	相对刚度	许用扭矩 /(N·m)	相对强度	单位长度 许用扭矩 /(N·m)	相对刚度
	29.0	4.83[σ_b]	1.0	1.0	0.27[τ_T]	1.0	6.6G[φ_0]	1.0
	28.3	5.82[σ_b]	1.2	1.15	11.6[τ_T]	43	58G[φ_0]	8.8
	29.5	6.63[σ_b]	1.4	1.6	10.4[τ_T]	38.5	207G[φ_0]	31.4
	29.5	9.0[σ_b]	1.8	2.0	1.2[τ_T]	4.5	12.6G[φ_0]	1.9

注:[σ_b]为许用弯曲应力;[τ_T]为许用扭转切应力;G为切变模量;[φ_0]为单位长度许用扭转角。

表 17-2 几种肋板布置情况的对比

号 码	形 状	相对弯曲刚度 C_b	相对扭转刚度 C_T	相对质量 R	$\frac{C_b}{R}$	$\frac{C_T}{R}$
1 (基型)		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
2a		1.10	1.63	1.10	1.00	1.48
2b		1.09	1.39	1.05	1.04	1.32
3		1.08	2.04	1.14	0.95	1.79
4		1.17	2.16	1.38	0.85	1.56
5		1.78	3.69	1.49	1.20	2.47
6		1.55	2.94	1.26	1.23	2.34

§ 17-3 机座和箱体设计概要

机座和箱体等零件工作能力的主要指标是刚度,其次是强度和抗振性能;当同时用作滑道时,滑道部分还应具有足够的耐磨性。此外,对具体的机械,还应满足特殊的要求,并力求具有良好的工艺性。

机座和箱体的结构形状和尺寸大小,决定于安装在它的内部或外部的零件和部件的形状和尺寸及其相互配置、受力与运动情况等。设计时,应使所装的零件和部件便于装拆与操作。

机座和箱体的一些结构尺寸,如壁厚、凸缘宽度、肋板厚度等,对机座和箱体的工作能力、材料消耗、质量和成本,均有重大的影响。但是由于这些部位形状的不规则和应力分布的复杂性,以前大多是按照经验公式、经验数据或比照现用的类似机件进行设计,而略去强度和刚度等的分析与校核。这对那些不太重要的场合虽是可行的,但却带有一定的盲目性(例如对减速器箱体的设计就是如此)。因而对重要的机座和箱体,考虑到上述设计方法不够可靠,或者资料不够成熟,还需用模型或实物进行实测试验,以便按照测定的数据进一步修改结构及尺寸,从而弥补经验设计的不足。但是,随着科学技术和计算工具的发展,现在已有条件采用精确的计算方法(有限元法)来决定前述一些结构尺寸。采用有限元法的计算方法可参看[4]、[59]。

关于增强机座和箱体刚度的办法,除了前述选用完全封闭或仅一面敞开的空心矩形截面及采用斜肋板等较好的结构外,还可采取尽量减少与其它机件的联接面数;使联接面垂直于作用力;使相联接的各机件间相互联接牢固并靠紧;尽量减小机座和箱体的内应力以及选用弹性模量较大的材料等一系列的措施。

设计机座和箱体时,为了机器装配、调整、操纵、检修及维护等的方便,应在适当的位置设有大小适宜的孔洞。金属切削机床的机座还应具有便于迅速清除切屑或边脚料的可能。各种机座均应有方便、可靠的与地基联接的装置。

箱体零件上必须镗磨的孔数及各孔位置的相关影响应尽量减少。位于同一轴线上的各孔直径最好相同或顺序递减。在不太重要的场合,按照经验设计决定减速器箱体具体尺寸的方法可参看[57]。

当机座和箱体的质量很大时,应设有便于起吊的装置,如吊装孔、吊钩或吊环等。如需用绳索捆绑时,必须保证捆吊时具有足够的刚度,并考虑在放置平稳后,绳索易于解下或抽出。

另外还须指出,机器工作时总要产生振动并引发出噪声,对周围的人员、设备、产品质量及自然环境都会带来损害与污染,因而隔振也是设计机座与箱体时应该同时考虑的问题,特别是当机器转速或往复运动速度较高以及冲击严重时,必须通过阻尼或缓冲等手段使振动波在传递过程中迅速衰减到允许的范围内(可根据不同的车间设计规范取定)。最常见的隔振措施是在机座与地基间加装由金属弹簧或橡胶等弹性元件制成的隔振器,它们可根据计算结果的要求从专业工厂的产品中选用,必要时也可委托厂家订做。

第十八章 减速器和变速器

§ 18-1 减 速 器

(一) 概述

减速器是指原动机与工作机之间独立的闭式传动装置,用来降低转速并相应地增大转矩。此外,在某些场合,也有用作增速的装置,并称为增速器。

减速器的种类很多,这里仅讨论由齿轮传动、蜗杆传动以及由它们组合成的减速器。若按传动和结构特点来划分,这类减速器有下述六种:

1. 齿轮减速器

主要有圆柱齿轮减速器、圆锥齿轮减速器和圆锥-圆柱齿轮减速器。

2. 蜗杆减速器

主要有圆柱蜗杆减速器、环面蜗杆减速器和锥蜗杆减速器。

3. 蜗杆-齿轮减速器及齿轮-蜗杆减速器。

4. 行星齿轮减速器

5. 摆线针轮减速器

6. 谐波齿轮减速器

上述六种减速器已有标准系列产品,使用时只需结合所需传动功率、转速、传动比、工作条件和机器的总体布置等具体要求,从产品目录或有关手册中选择即可。只有在选不到合适的产品时,才自行设计制造。

此外,还有一些专用减速器(如在电梯、阀门开关等处用),以及滚子凸轮减速器、超环面蜗杆减速器等。

本节主要介绍前述齿轮减速器和蜗杆减速器的主要类型、特点及应用。

(二) 齿轮减速器

齿轮减速器的特点是效率及可靠性高,工作寿命长,维护简便,因而应用范围很广。

齿轮减速器按其减速齿轮的级数可分为单级、两级、三级和多级的;按其轴在空间的布置可分为立式和卧式的;按其运动简图的特点可分为展开式、同轴式(又称回归式)和分流式的等。

单级圆柱齿轮减速器(图 18-1a)为了避免外廓尺寸过大,其最大传动比一般为 $i_{\max} = 5 \sim 8$; 当 $i > 8$ 时,就应采用两级的圆柱齿轮减速器。

两级圆柱齿轮减速器应用最广,常用于 $i = 8 \sim 50$ 及高、低速级的中心距总和 $a_{\Sigma} = 250 \sim 4\,000\text{ mm}$ 的情况下。其运动简图可以是展开式、分流式或同轴式的。

展开式两级圆柱齿轮减速器(图 18-1b)是两级减速器中最简单、应用最广泛的一种。它的齿轮相对于支承位置不对称,当轴产生弯扭变形时,载荷在齿宽上分布不均匀,因此轴应设计得具有较大的刚度,并使齿轮远离输入或输出端。一般用在中心距总和 $a_{\Sigma} \leq 1\,700\text{ mm}$ 的情况下。

分流式两级圆柱齿轮减速器有高速级分流(图 18-1e)及低速级分流(图 18-1h)两种。根据使用经验,两者中以高速级分流时性能较好,所以,在实际中也比低速级分流者应用更广。分流式减速器的外伸轴位置可由任意一边伸出,便于进行机器的总体配置。分流级的齿轮均做成斜齿,一边右旋,另一边左旋,以抵消轴向力。这时,应使其中的一根轴能作稍许轴向游动,以免卡死齿轮。

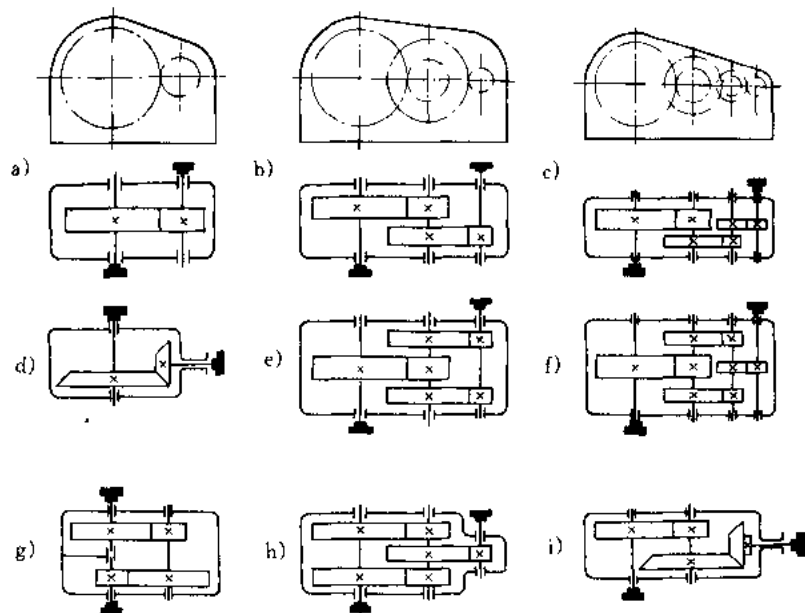


图 18-1 各式齿轮减速器

同轴式两级圆柱齿轮减速器(图 18-1g)的径向尺寸紧凑,但轴向尺寸较大。由于中间轴较长,轴在受载时的挠曲亦较大,因而沿齿宽上的载荷集中现象亦较严重。同时由于两级齿轮的中心距必须一致,所以高速级齿轮的承载能力难以充分利用。而且位于减速器中间部分的轴承润滑也比较困难。此外,减速器的输入轴端和输出轴端位于同一轴线的两端,给传动装置的总体配置带来一些限制。但当要求输入轴端和输出轴端必须放在同一轴线上时,采用这种减速器却极为方便。这种减速器常用于中心距总和 $a_{\Sigma} = 100 \sim 1\,000\text{ mm}$ 的情况下。

三级圆柱齿轮减速器通常用于 $i = 50 \sim 500$ 及中心距总和 $a_{\Sigma} \leq 5\,000\text{ mm}$ 的情况下。它可以做成展开式的(图 18-1c)或分流式的(图 18-1f)。分流式的分流级应是中间级,以期同时改善轴的刚性较差的高速级传动及受力最大的低速级传动中轮齿上的载荷集中现象。

对于上述各类齿轮减速器,究竟采用卧式或立式,则视传动组合的方便与否而定。

单级圆锥齿轮减速器(图 18-1d)及两级圆锥-圆柱齿轮减速器(图 18-1i)用于需要输入轴与输出轴成 90° 配置的传动中。当传动比不大($i = 1 \sim 5$)时,采用单级圆锥齿轮减速器;当传动比较大时,则采用两级($i = 6 \sim 35$)或三级($i = 35 \sim 208$)的圆锥-圆柱齿轮减速器。由于大尺寸的圆锥齿轮较难精确制造,因而总是把圆锥齿轮传动作为圆锥-圆柱齿轮减速器的高速级(载荷较小),以减小其尺寸,便于提高制造精度。

(三) 蜗杆减速器

蜗杆减速器的特点是在外廓尺寸不大的情况下,可以获得大的传动比,工作平稳,噪声较小,但效率较低。其中应用最广的是单级蜗杆减速器,两级蜗杆减速器则应用较少。

单级蜗杆减速器根据蜗杆的位置可分为上蜗杆(图 18-2a)、下蜗杆(图 18-2b)及侧蜗杆(图 18-2c)三种。单级蜗杆减速器常用的传动比 $i = 10 \sim 70$ 。

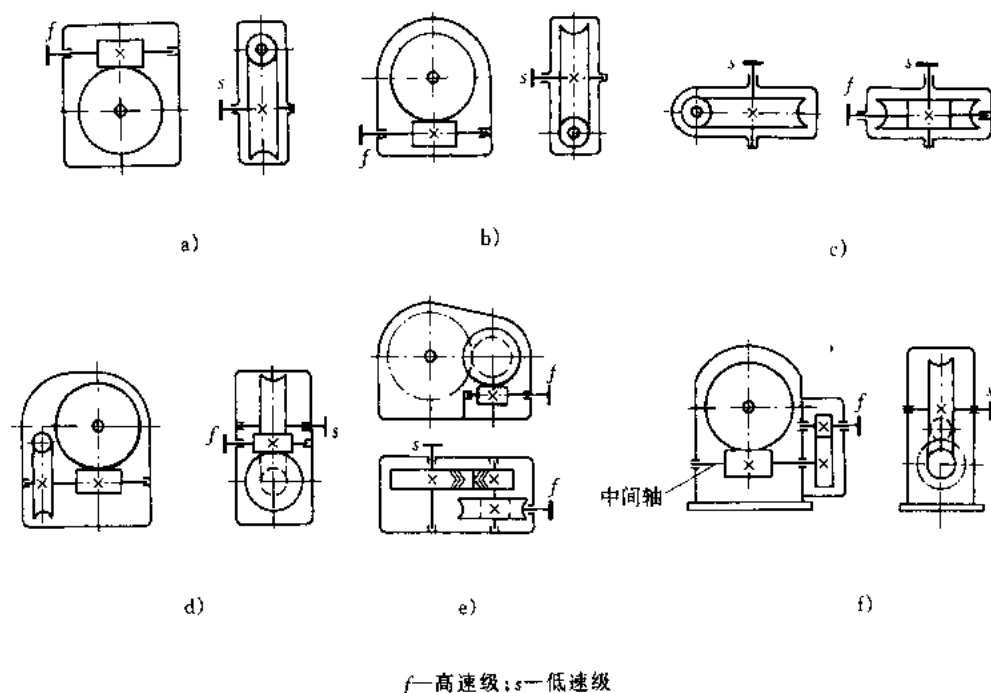


图 18-2 各式蜗杆减速器及蜗杆与齿轮组合的减速器

上述蜗杆配置方案的选取,亦视传动装置组合的方便与否而定。选择时,应尽可能地选用下蜗杆的结构。因为此时的润滑和冷却问题均较易解决,同时蜗杆轴承的润滑也很方便。当蜗杆的圆周速度大于 $4 \sim 5 \text{ m/s}$ 时,为了减少搅油和飞溅时损耗的功率,可采用上蜗杆结构。

两级蜗杆减速器(图 18-2d)的特点是结构尺寸紧凑,常用于传动比很大的地方(一般为 $i = 100 \sim 4000$),但其效率较低。当低速级的中心距为高速级的二倍时,可得到各级蜗杆传动大致为等强度的结构。

(四) 蜗杆-齿轮减速器

这类减速器在绝大多数情况下,都是把蜗杆传动作为高速级的,称为蜗杆-齿轮减速器(图 18-2e)。因为在高速时,蜗杆传动的效率较高,它所适用的传动比一般在 $50 \sim 130$ 的范围内,最大可达 250。至于把圆柱齿轮传动作为高速级的,即齿轮-蜗杆减速器(图 18-2f)则应用较少,它的传动比可达 150 左右。

还应指出:在选择减速器的类型时,首先必须根据传动装置总体配置的要求,结合减速器的效率、外廓尺寸或质量、制造及运转费用等指标进行综合的分析比较,以期获得最合理的结果。

关于减速器的设计可参看[52]、[57]或有关书籍。

§ 18-2 变 速 器

前节所述的减速器,传动比都是固定不变的。但在许多情况下,机器需要在工作过程中根据不同的要求随时改变速度,如汽车要根据具体情况改变行车速度;机床要根据被加工零件的具体情况调整主轴的转速,以达到最有利的切削速度。变速器就是能随时改变传动比的传动机构。它一般是一台机器整个传动系统的一部分,很少作为独立的传动装置使用,所以也常称其为变速机构。

变速器可分为有级变速器(或分级变速器)和无级变速器两大类。前者的传动比只能按既定的设计要求通过操纵机构分级进行改变;而后者的传动比则可在设计预定的范围内无级地进行改变。

本节介绍几种常用变速器的变速原理及特点。

(一) 有级变速器

1. 塔轮变速器

如图 18-3a 所示,两个塔形带轮分别固定在轴 I、II 上,传动带可在带轮上移换三个不同位置。由于两个塔形带轮对应各级的直径比值不同,所以当轴 I 以固定不变的转速旋转时,通过移换带的位置可使轴 II 得到三级不同的转速。这种变速器较多采用平带传动,也可用 V 带传动。其特点是传动平稳,结构简单,但尺寸较大,变速不方便。

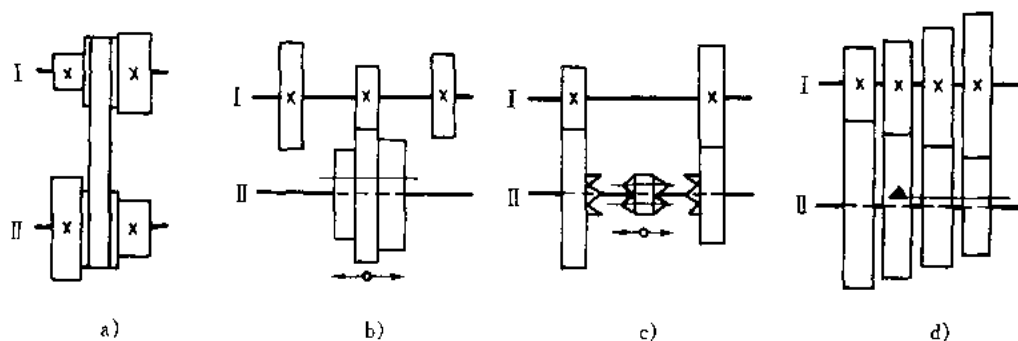


图 18-3 各式有级变速器

2. 滑移齿轮变速器

如图 18-3b 所示,三个齿轮固联在轴 I 上,一个三联齿轮由导向花键联接在轴 II 上。这个三联齿轮可移换左、中、右三个位置,使传动比不同的三对齿轮分别啮合,因而主动轴 I 转速不变时,从动轴 II 可得到三级不同的转速。这种变速器变速方便,结构紧凑,传动效率高,应用广泛。显然,这种变速器中不可用斜齿轮。

3. 离合器式齿轮变速器

如图 18-3c 所示,固定在轴 I 上的两个齿轮与空套在轴 II 上的两个齿轮保持经常啮合。轴

Ⅱ上装有牙嵌式离合器,轴上两齿轮在靠离合器一侧的端面上有能与离合器牙齿相啮合的齿组。当离合器向左或向右移动并与齿轮接合时,齿轮才通过离合器带动轴Ⅱ同步回转。因此当轴Ⅰ以固定的转速旋转时,轴Ⅱ可获得两种不同的转速。

这种变速器的最大特点是可以采用斜齿轮或人字齿轮,使传动平稳。若采用摩擦式离合器,则可在运转中变速。其缺点是齿轮处于常啮合状态,磨损较快,离合器所占空间较大。

4. 拉键式变速器

如图 18-3d 所示,有四个齿轮固定联接在轴Ⅰ上,另四个齿轮空套在轴Ⅱ上,两组齿轮成对地处于常啮合状态。轴Ⅱ上装有拉键,当拉键沿轴向移动到不同位置时,可使某一齿轮与轴Ⅱ上对应的齿轮传递载荷,从而变换轴Ⅰ、Ⅱ间的传动比,使轴Ⅱ得到不同转速。这种变速器的特点是,结构比较紧凑,但拉键的强度、刚度通常较低,因此不能传递较大的转矩。

(二) 无级变速器

为了获得最合适的工作速度,机器通常应能在一定范围内任意调整其转速,这就需要使用无级变速器。实现无级变速的方法有机械的、电气的(如利用变频器使交流电动机的转速作连续变化)和液动的(如液动机调速)。这里只介绍机械无级变速器,以下简称无级变速器。

机械无级变速器主要是依靠摩擦轮(或摩擦盘、球、环等)传动原理,通过改变主动件和从动件的传动半径,使输出轴的转速无级地变化。机械无级变速器的类型很多,下面仅举几例略作说明。

1. 滚轮-平盘式变速器

如图 18-4a 所示,主动滚轮 1 与从动平盘 2 用弹簧 3 压紧,工作时靠接触处产生的摩擦力传动,传动比 $i = r_2/r_1$ 。当操纵滚轮 1 作轴向移动,即可改变 r_2 ,从而实现无级变速。这种无级变速器结构简单,制造方便。但因存在较大的相对滑动,所以磨损严重,不宜用于传递大功率。

2. 钢球无级变速器

如图 18-4b 所示,这种变速器主要由两个锥轮 1、2 和一组钢球 3(通常为 6 个)组成。主、从动锥轮 1 和 2 分别装在轴Ⅰ、Ⅱ上,钢球 3 被压紧在两锥轮的工作锥面上,并可在轴 4 上自由转动。工作时,主动锥轮 1 依靠摩擦力带动钢球 3 绕轴 4 旋转,钢球同样依靠摩擦力带动从动锥轮 2 转动。轴Ⅰ、Ⅱ传动比 $i = \frac{r_1}{R_1} \frac{R_2}{r_2}$,由于 $R_1 = R_2$,所以 $i = r_1/r_2$ 。调整支承轴 4 的倾斜角与倾斜方向,即可改变钢球 3 的传动半径 r_1 和 r_2 ,从而实现无级变速。这种变速器结构简单,传动平稳,相对滑动小,结构紧凑,但钢球加工精度要求高。

3. 菱锥无级变速器

如图 18-4c 所示,空套在轴 4 上的菱锥 3(通常为 5~6 个)被压紧在主、从动轮 1、2 之间。轴 4 支承在支架 5 上,其倾斜角度是固定的。工作时,主动轮 1 靠摩擦力带动菱锥 3 绕轴 4 旋转,菱锥又靠摩擦力带动从动轮 2 旋转。轴Ⅰ、Ⅱ间传动比 $i = \frac{r_1}{R_1} \frac{R_2}{r_2}$,水平移动支架 5 时,可改变菱锥的传动半径 r_1 、 r_2 ,从而实现无级变速。

4. 宽 V 带无级变速器

如图 18-4d 所示,在主动轴Ⅰ和从动轴Ⅱ上分别装有锥轮 1a、1b 和 2a、2b,其中锥轮 1b 和 2a 分别固定在轴Ⅰ和轴Ⅱ上,锥轮 1a 和 2b 可以沿轴Ⅰ、Ⅱ同步同向移动。宽 V 带 3 套在 two

锥轮之间,工作时如同V带传动,传动比 $i = r_2/r_1$ 。通过轴向同步移动锥轮 $1a$ 和 $2b$,可改变传动半径 r_1 和 r_2 的大小,从而实现无级变速。

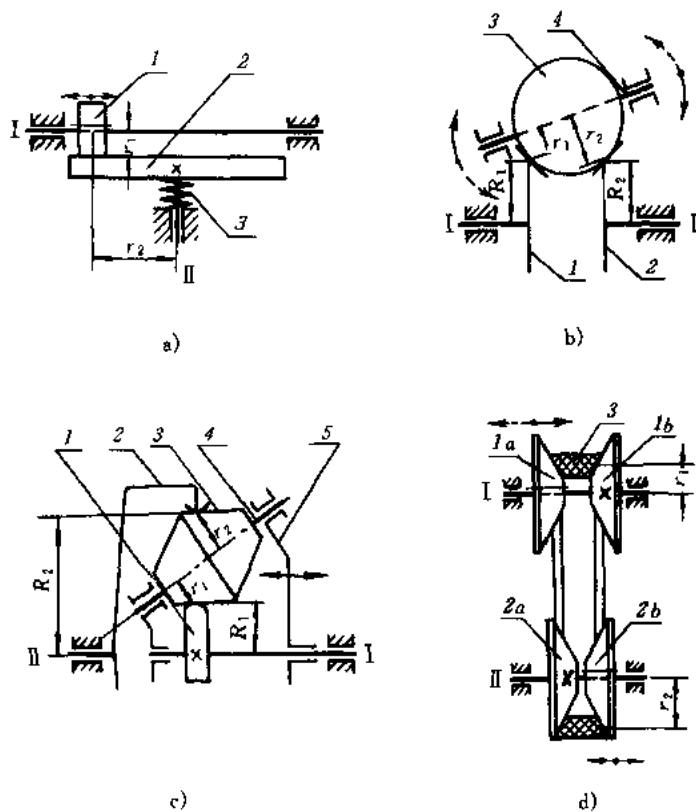


图 18-4 各式机械无级变速器

靠摩擦传动的无级变速器的优点是:构造简单;过载时可利用摩擦传动元件间的打滑而避免损坏机器;运转平稳、无噪声,可用于较高转速的传动;易于平缓连续地变速;有些(如上述的第2、3、4种)无级变速器可在较大的变速范围内具有传递恒定功率的特性,这是电气和液压无级变速所难以达到的。但其缺点是:不能保证精确的传动比;承受过载和冲击能力差;传递大功率时结构尺寸过大;轴和轴承上的载荷较大。另外,各种机械无级变速器的变速范围都比较小,一般为 $i_{\max}/i_{\min} = 10$ 左右。为了扩大变速范围,通常可将无级变速器与有级变速器串联使用。

关于变速器的设计方法可参看[2]、[53]、[54]或有关书籍。

§ 18-3 摩擦轮传动简介

由上可知,机械无级变速器大多是依靠摩擦轮传动来实现无级变速的。但须说明,摩擦轮传动除了在机械无级变速器中广泛采用外,在锻压、起重、运输、机床、仪表等设备中也常用到。传递的功率可从很小到数百千瓦,常用的多在 10 kW 左右;传动比可达 15,常用的一般小于 5。

摩擦轮传动的基本型式可分为圆柱平摩擦轮传动(图 18-5a)、圆柱槽摩擦轮传动(图 18-5b)和圆锥摩擦轮传动(图 18-5c 为圆锥摩擦轮传动在摩擦压力机中的应用)。此外,还有在本型式上的某些变种,例如图 18-4a、b、c 所示。

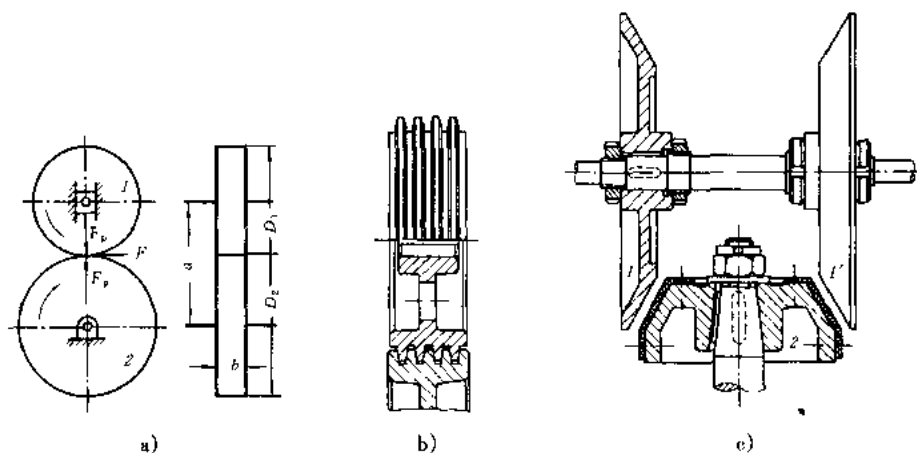


图 18-5 摩擦轮传动的基本型式

由于摩擦轮传动工作时是依靠主、从动轮接触部位产生的摩擦力(圆周力)来传递转矩的,所以两轮必须事先相互压紧(压紧力 F_p 见图 18-5a),而且传动时不可避免地要产生弹性滑动(全金属摩擦轮传动中只是弹性滑动很小),过载时还会出现打滑;对于如图 18-4a 所示的传动型式,由于主动轮沿轮缘宽度与从动轮不同直径的轮面相接触,还要产生几何滑动。圆柱槽摩擦轮传动工作时,沿各轮槽的接触线上只可能在一个接触点处两轮的圆周速度相等(该点即为节点),其它各接触点处都要产生几何滑动。显然,不论采用哪种传动型式,它的主要失效形式将是接触疲劳、过度磨损或打滑(为了能起过载保护作用而出现的短暂打滑除外),设计时就应针对上述失效形式建立相应的计算准则。

由上述情况可知,对摩擦轮传动材料副的选择至关重要。对摩擦轮材料(包括在轮芯上的覆面材料)的主要要求和目的是:

- 1) 接触疲劳强度高,耐磨性好,以便延长工作寿命;
- 2) 弹性模量大,以便减小弹性滑动和功率损耗;
- 3) 摩擦系数大,以便在满足所需摩擦力的前提下,降低所需的压紧力,从而减小工作上的接触应力、磨损量、发热量以及轴与轴承上的载荷,避免当压紧力过大时需要附加卸载装置(例如在圆柱平摩擦轮传动的两轮外,紧套上一个以两倍中心距为内径的卸载环)。

摩擦轮传动常用的材料副、工作条件、性能数据及适用场合见表 18-1。

表 18-1 摩擦轮传动常用的材料副、工作条件、性能数据及适用场合

摩擦轮传动材料副	工作条件	摩擦系数 f	许用接触应力 $[\sigma_H]/\text{MPa}$	许用线性载荷 $[q]/(\text{N/mm})$	适用场合
淬火钢-淬火钢	油中	0.03~0.05	25~30HRC	—	传动空间较小, 转速较高, 功率较大, 工作频繁
钢-钢	无润滑	0.1~0.2	1.2~1.5HBS	—	
铸铁-钢或铸铁		0.1~0.15	1.5 σ_{Bb}	—	
夹布胶木-钢或铸铁		0.2~0.25	—	40~80	传动功率较小, 转速较低, 间歇工作
皮革-铸铁		0.25~0.35	—	20~30	
木材-铸铁		0.4~0.5	—	5~15	
橡胶-铸铁		0.45~0.6	—	10~30	

注: σ_{Bb} 为铸铁的弯曲强度极限, 单位为 MPa。

摩擦轮传动设计的步骤是: 首先选定传动型式和摩擦轮材料副, 然后通过强度计算定出摩擦轮的主要尺寸, 最后进行合理的结构设计。

摩擦轮传动的载荷系数 K , 对动力传动取为 1.25~1.5; 对仪表传动取为 2~3。弹性滑动系数 ϵ [参看式(8-12)] 一般小于 2%, 可忽略不计。

摩擦轮传动的强度计算, 由前述失效形式可知, 当在油中工作时, 应按工作表面接触疲劳强度(防止点蚀)计算; 当无润滑时, 应按单位接触线长度上的许用载荷(许用线性载荷) $[q]$ 进行条件性计算(防止过度磨损); 打滑失效则由计算所需的压紧力加以控制。有关计算公式见表 18-2。

关于摩擦轮传动较详细的说明可参看[1]、[6]或[8]。

表 18-2 摩擦轮传动计算公式

传动类型	计算项目	计算公式	说明
圆柱平摩擦轮传动	法向压紧力 F_p/N	$F_p = \frac{KF}{f}$	F —传递的圆周力, 单位为 N; f —摩擦系数; K —载荷系数
	按接触疲劳强度计算中心距 a/mm	$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{E \frac{KP_1}{\phi_a f n_2} \left(\frac{1}{i[\sigma_H]} \right)^2}$	i —减速传动比; E —综合弹性模量, 单位为 MPa $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ P_1 —主动轴传动功率, 单位为 kW;
	按许用线性载荷计算中心距 a/mm	$a = 3090 \sqrt{\frac{KP_1(i \pm 1)}{\phi_a f n_2 i[q]}}$	ϕ_a —轮宽系数, $\phi_a = b/a$ (见图 18-5a), 常取为 0.2~0.4; n_2 —从动轮转速, 单位为 r/min; 正号用于外接触, 负号用于内接触

表 18-2(完)

传动类型	计算项目	计 算 公 式	说 明
圆柱 槽 摩 擦 轮 传 动	径向压紧力 F_p/N	$F_p = \frac{KF}{f} \sin \beta$	β —轮槽夹角之半,常取为 15°
	按接触疲劳强度计算中心距 a/mm	$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{E \frac{KP_1}{fz n_2} \left(\frac{1.615}{i[\sigma_H]} \right)^2 (i \pm 1)}$	z —摩擦轮槽数; [轮槽接触部位深度 $h \leq 0.04 D_1$, D_1 为小轮节圆直径,单位为 mm, 即接触线长 $l = h/\cos \beta$,单位为 mm;接触部位最小槽宽 $\delta = 3 \text{ mm}$ (钢), 5 mm (铸铁);径向间隙 $c \approx$ 2 mm]
	按许用线性载荷计算中心距 a/mm	$a = 7590(i \pm 1) \sqrt{\frac{KP_1}{fz n_2 i [q]}}$	
圆锥 摩 擦 轮 传 动	轴向压紧力 F_{p1}/N	$F_{p1} = \frac{KF}{f} \sin \delta_1$	δ_1 —小轮锥顶半角; δ_2 —大轮锥顶半角
	按接触疲劳强度计算锥距 R/mm	$R = 118 \sqrt{i^2 + 1} \sqrt{E \frac{KP_1}{\phi_R f n_2} \left[\frac{1}{i[\sigma_H](1 - 0.5\phi_R)} \right]^2}$	
	按许用线性载荷计算锥距 R/mm	$R = 3125 \sqrt{\frac{KP_1}{\phi_R f n_2 i [q]} (\sqrt{i^2 + 1}) (1 - 0.5\phi_R)}$	ϕ_R —轮宽系数, $\phi_R = \frac{B}{R}$ (B 为轮宽,单位为 mm),常取为 $0.2 \sim 0.25$

注:1) 浸入油中的金属摩擦轮传动如处于不稳定载荷下工作时,式中的 $[\sigma_H]$ 应改用 $K_H[\sigma_H]$, K_H 为接触疲劳寿命系数,参看式(3-3);

2) 浸入油中工作的闭式摩擦轮传动还应进行热平衡计算,计算方法见 § 11-5。

附录 常用量的名称、单位、符号及换算关系表

量的名称(常用符号)	单位名称	单位符号	其它表示	换算关系
力;重力 (F, P, W, G)	牛[顿]	N	$\text{kg} \cdot \text{m/s}^2$	$1\text{N}(\approx 0.1\text{kgf})^{\text{①}}$
力矩,转矩(扭矩) (M, T)	牛[顿]米	$\text{N} \cdot \text{m}$		$1\text{N} \cdot \text{m}(\approx 0.1\text{kgf} \cdot \text{m})^{\text{①}}$
压力、压强 ^② ;应力 ($p, P; \sigma, \tau$)	帕[斯卡]	Pa	N/m^2	$1\text{Pa} = 10^{-3}\text{kPa} = 10^{-6}\text{MPa}[\approx 10^{-5}\text{kgf/cm}^2,$ $\approx (1/101325)\text{atm}]^{\text{①}}$
能量;功;热量 ($E; W; Q$)	焦[耳]	J	$\text{N} \cdot \text{m}$	$1\text{J}[\approx (1/4.187)\text{cal}]^{\text{①}}$
功率(P)	瓦[特]	W	J/s	$1\text{W} = 10^{-3}\text{kW}(\approx 1.36 \times 10^{-3}\text{P.S.})^{\text{①}}$
温度(t, t_s)	摄氏度	$^{\circ}\text{C}$		
体积(V)	升	l, L		$1\text{L} = 10^{-3}\text{m}^3$
密度 ^③ (γ, ρ)	千克每立方米	kg/m^3		$1\text{kg/m}^3 = 10^{-3}\text{g/cm}^3$
平面角 ($\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varphi, \psi, \theta$)	弧度 度	rad ($^{\circ}$)		$1\text{rad} = 180^{\circ}/\pi$ $1^{\circ} = 60' = 3600'' = (\pi/180)\text{rad}$
(线)速度,圆周速度 (v, V, u, U)	米每秒	m/s		
加速度,重力加速度 (a, g)	米每二次方秒	m/s^2		
旋转速度(n)	转每分	r/min		$1\text{r/min} = (\pi/30)\text{rad/s}$
角速度(ω)	弧度每秒	rad/s		$1\text{rad/s} = (30/\pi)\text{r/min}$
粘度 ^④ (η, ν)	帕[斯卡]秒	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	$\text{N} \cdot \text{s/m}^2$	$1\text{Pa} \cdot \text{s}[\approx 10\text{P}(\text{泊}) = 10^3\text{cP}(\text{厘泊})]^{\text{①}}$
频率(f)	赫[兹]	Hz		
热导率(导热系数) (κ)	瓦[特]每米 摄氏度	$\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$		$1\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})(\approx 0.86\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})^{\text{①}}$
表面传热系数 (α)	瓦[特]每平方 米摄氏度	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$		$1\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})(\approx 0.86\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})^{\text{①}}$
比热容 (c)	焦[耳]每千克 摄氏度	$\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$		$1\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})[\approx 4200\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})]^{\text{①}}$

注:① 暂时用于对废除单位的换算。

② 压力、压强的单位均为单位面积上的力,本书均使用压力。

③ “相对密度”定义为“在所规定的条件下,某物质的密度(单位为 kg/m^3)与参考物质的密度之比”。它是一个无量纲的量。在未指明参考物质时,均指 4°C 的蒸馏水而言。

④ 单独说粘度时,均指动力粘度 η (或绝对粘度)-运动粘度 ν 均应以 m^2/s 为单位,即 $1\text{St}(\text{斯}) = 10^{-4}\text{m}^2/\text{s} = 100\text{cSt}(\text{厘斯})$ 。我国习用的相对粘度(或条件粘度)为恩氏粘度,单位为 $^{\circ}\text{E}$ 。各种粘度的换算关系见 §4-3。

参 考 文 献

- 1 西北工业大学机械原理及机械零件教研组编.濮良贵主编.机械零件.1962年修订本(即第三版),北京:人民教育出版社,1962
- 2 西北工业大学机械原理及机械零件教研组编.机械设计.北京:人民教育出版社,1978
- 3 西北工业大学机械原理及机械零件教研室编,濮良贵主编.机械零件.1982年修订本(即第四版).北京:高等教育出版社,1982
- 4 西北工业大学机械原理及机械零件教研室 濮良贵主编.机械设计.第五版.北京:高等教育出版社,1989
- 5 西北工业大学机械原理及机械零件教研室编,濮良贵,纪名刚主编.机械设计.第六版.北京:高等教育出版社,1996
- 6 邱宣怀主编.机械设计.第四版.北京:高等教育出版社,1997
- 7 余俊等主编.机械设计.第二版.北京:高等教育出版社,1986
- 8 吴宗泽主编.机械设计.北京:中央广播电视大学出版社,1998
- 9 [苏]列舍托夫 Д. Н 著.机械零件.西安交通大学机械原理及机械零件教研室译.北京:高等教育出版社,1982
- 10 [苏]库德里亚夫采夫 В. Н 著.机械零件.汪一麟等译.北京:高等教育出版社,1985
- 11 [美]希格利 J. E,米切尔 L. D 著.机械工程设计.全永昕,余长庚,汝元功等译.北京:高等教育出版社,1988
- 12 扎布隆斯基 K. E 著.机械零件.余梦生等译.北京:高等教育出版社,1990
- 13 Hindhede I, Uffe. Machine Design Fundamentals——A Practical Approach. New York: Wiley, 1983
- 14 Rajput R K. Elements of Mechanical Engineering. Katson Publ. House, 1985
- 15 Orlov P. Fundamentals of Machine Design. Moscow: Mir Pub., 1987
- 16 [美]伯尔著.机械分析与机械设计.汪一麟等译.北京:机械工业出版社,1988
- 17 Juvinall R. C. Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength. New York: McGraw-Hill, 1967
- 18 Sors L. Fatigue Design of Machine Components. Oxford: Pergamon Press, 1971
- 19 [苏]谢联先 С. В 主编.机械零件的承载能力和强度计算.汪一麟等译.北京:机械工业出版社,1984
- 20 王步瀛编.机械零件强度计算的理论和方法.北京:高等教育出版社,1986
- 21 Collacott R A. Mechanical Fault Diagnosis and Condition Monitoring. London: Chapman and Hall, 1977
- 22 霍林 J 主编.摩擦学原理.上海交通大学摩擦学研究室译.北京:机械工业出版社,1981

- 23 全永昕,施高义编著.摩擦磨损原理.杭州:浙江大学出版社,1988
- 24 郑林庆.摩擦学原理.北京:高等教育出版社,1994
- 25 李东紫主编.微动损伤与防护技术.西安:陕西科学技术出版社,1992
- 26 钱祥摩,陈耕编著.润滑剂及添加剂.北京:高等教育出版社,1993
- 27 卜炎编.螺纹联接设计与计算.北京:高等教育出版社,1993
- 28 [日]山本晃著.螺纹联接的理论与计算.郭可谦等译.北京:机械工业出版社,1987
- 29 Ball and Roller Screws. Engineering Material and Design. 19(12), 1975
- 30 Kollmann F.G. Rotating Elasto-Plastic Interference Fits. Trans. ASME, (80 - C 2/DET - 11)
- 31 涂铭旌,鄢文彬编著.机械零件的失效分析与预防.北京:高等教育出版社,1993
- 32 Patton W.J. Mechanical Power Transmission. New Jersey: Printice-Hall, 1980
- 33 Mechanical Drive (Reference Issue). Machine Design. 52(14), 1980
- 34 [德]S.弗罗尼斯主编.设计学——传动零件.王汝霖等译.北京:高等教育出版社,1988
- 35 徐溥滋,陈铁鸣,韩永春编.带传动.北京:高等教育出版社,1988
- 36 郑志峰主编.链传动设计与应用手册.北京:机械工业出版社,1992
- 37 齿轮国家标准汇编.北京:中国标准出版社,1992
- 38 仙波正庄著.齿轮强度计算.姜永等译.北京:化学工业出版社,1985
- 39 冯守卫等.关于齿根应力计算方法的建议.齿轮.13(2), 1989(或其英文稿——1988 国际齿轮会议论文集.589 页)
- 40 齿轮手册编委会.齿轮手册.北京:机械工业出版社,1990
- 41 陈湛闻主编.圆弧齿圆柱齿轮传动.北京:高等教育出版社,1995
- 42 张桂芳编.滑动轴承.北京:高等教育出版社,1985
- 43 张直明主编.滑动轴承的流体动力润滑理论.北京:高等教育出版社,1988
- 44 张鹏顺,陆思聪.弹性流体动力润滑及其应用.北京:高等教育出版社,1995
- 45 黄贵根,黄瑜.镶嵌自润滑轴承的应用.润滑与密封,1996(6)
- 46 洛阳轴承研究所编.滚动轴承产品样本.1989
- 47 王振华编.实用轴承手册.上海:上海科学技术文献出版社,1991
- 48 余俊编著.滚动轴承计算——额定负荷、当量负荷及寿命.北京:高等教育出版社,1993
- 49 Поляков В С. Справочник по муфты. Москва: Машинностроение,1974
- 50 花家寿编.新型联轴器与离合器.上海:上海科学技术出版社,1989
- 51 舒福荣,王秀凤.矩形钢丝圆柱螺旋弹簧的简化设计法.机械科学与技术,1997,16(2)
- 52 减速器实用技术手册编委会编.减速器实用技术手册.北京:机械工业出版社,1992
- 53 余茂芄编.摩擦无级变速器.北京:高等教育出版社,1986
- 54 阮忠唐主编.机械无级变速器.北京:机械工业出版社,1988
- 55 章日晋等编.机械零件的结构设计.北京:机械工业出版社,1987
- 56 吴宗泽主编.机械结构设计.北京:机械工业出版社,1988
- 57 吴宗泽,罗圣国主编.机械设计课程设计手册(第二版).北京:高等教育出版社,1999
- 58 吴宗泽主编.机械零件习题集.北京:高等教育出版社,1983
- 59 许尚贤编.机械设计中的有限元法.北京:高等教育出版社,1992

- 60 黄纯颖编著.工程设计方法.北京:中国科学技术出版社,1989
- 61 [美]约翰逊 R C 著.机械设计综合——创造性设计与最优化.陈国贤等译.北京:机械工业出版社,1987
- 62 [日]伊藤 广编著.未来机械设计.徐凤燕译.北京:机械工业出版社,1992
- 63 西北工业大学机械原理及机械零件教研室编著,濮良贵,纪名刚主编.机械设计学习指南.第四版,北京:高等教育出版社,2001
- 64 周开勤主编.机械零件手册.第四版.北京:高等教育出版社,1994
- 65 岑军键等编.非标准设备设计手册.北京:国防工业出版社,1980
- 66 北京有色冶金设计研究总院主编.机械设计手册.第三版.北京:化学工业出版社,1993
- 67 机械工程手册编委会编.机械工程手册.第2版.北京:机械工业出版社,1995
- 68 徐灏主编.机械设计手册.北京:机械工业出版社,1991
- 69 紧固件联接设计手册编写委员会编.紧固件联接设计手册.北京:国防工业出版社,1990
- 70 汝元功,唐照民主编.机械设计手册.北京:高等教育出版社,1995
- 71 洛阳矿山机械研究所等编译.国际齿轮装置与传动会议论文集.北京:机械工业出版社,1977
- 72 徐永贤,刘作良.滚柱密切圆传动.北京:首都机械厂,1978
- 73 Kuehnle M R. Toroidal Drive Combines Concepts. Product Engineering. Aug. 1979
- 74 Loewenthal S H. et. al. Evaluation of a High Performance Fixed Ratio Traction Drive. Trans. ASME, 80 - C2/DET - 38, Apr. 1981