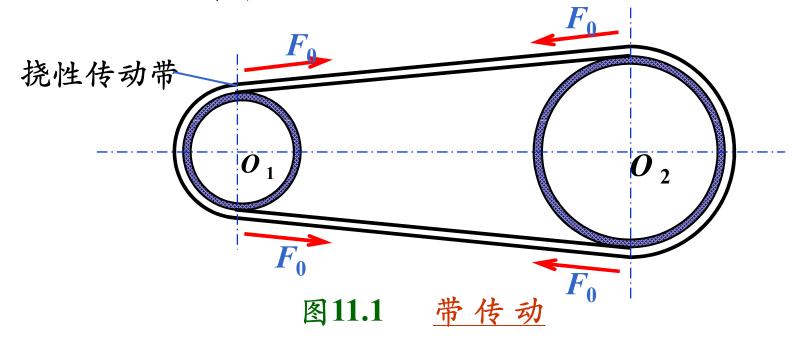
第11章 机械零件摩擦设计

- 11.1 带传动设计
- 11.2 螺纹连接设计
- 11.3 螺旋传动设计
- 11.4 弹性啮合与摩擦耦合传动简介

11.1 带传动设计

带传动是通过摩擦(同步带通过啮合)实现运动或动力传递的一种常见的机械传动方式。



当原动机驱动主动轮转动时,由于带和带轮之间的摩擦带动从动轮一起转动,并传递一定动力。

11.1.1 带传动工作原理

传动带是以一定的预紧力 F_0 紧套在两个带轮上。由于预紧力 F_0 的作用,带和带轮的接触面上就产生了正压力。不工作时,传动带两边的拉力相等,都等于 F_0 (图 11.2a)。

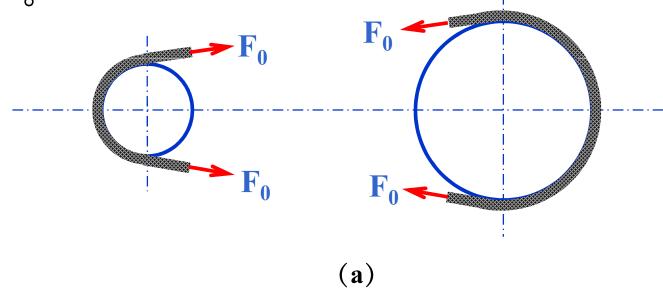
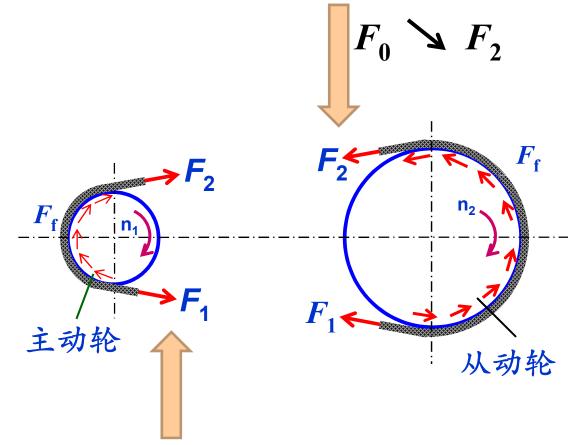


图 11.2 带传动的工作原理

●当工作时, 主动轮以

●带作用在从动轮上的摩擦力方向与带的运动方向相同。带靠着这一摩擦力驱使从动轮以转速n,转动。

松边:进入从动轮的带 或退出入主动轮的带



紧边:进入主动轮的带

 $F_0 \nearrow F_1$



如果近似地认为带工作时的总长度不变,则带的紧边拉力的增加量应等于松边拉力的减少量,即

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$
 (11.1)

$$F_1 + F_2 = 2F_0$$

- •主动轮一端带的分离体 dl;
- ·径向箭头表示带轮作用于分离体上的正压力dN;
- •分离体所受的摩擦力为fdN;
- •分离体所受的拉力分别为F和F+dF;
- \bullet 该段分离体弧对应的角度为 $d\alpha$

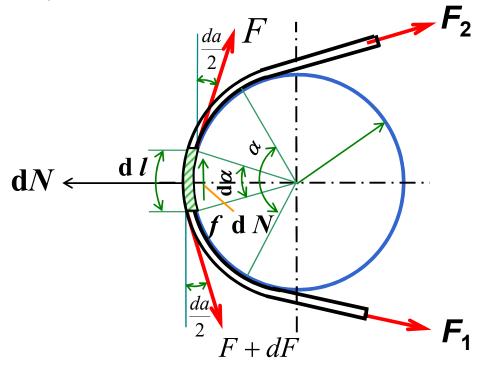


图11.3 带传动的受力分析



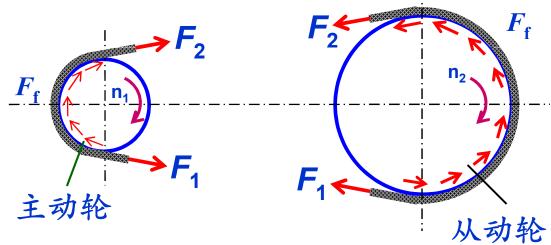
主动轮: 总摩擦力 F_f 和两边拉力对轴心的力矩的代数和为0,即:

$$F_f \frac{D_1}{2} - F_1 \frac{D_1}{2} + F_2 \frac{D_1}{2} = 0$$

 D_1 —— 主动轮的计算直径

由上式可得

$$\boldsymbol{F_f} = \boldsymbol{F_1} - \boldsymbol{F_2}$$





另外,带传动所能传递的功率P(kW)应为

$$P = \frac{F_e v}{1000}$$
 (11.2)

式中, F_e ——有效拉力;v——带的速度。

功率P一定时, ν \rightarrow F_e

用于高速级传动, 以减小带传递的圆周力

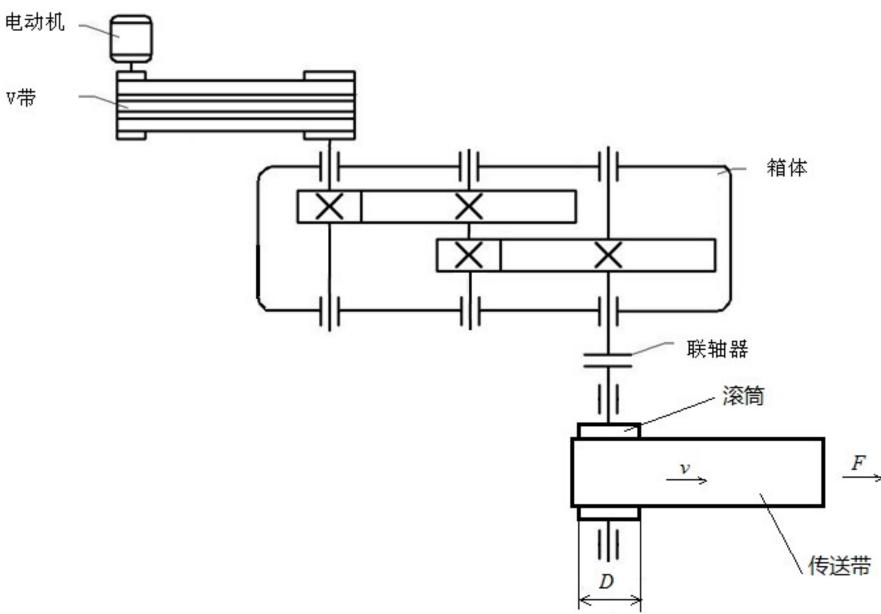
问题:

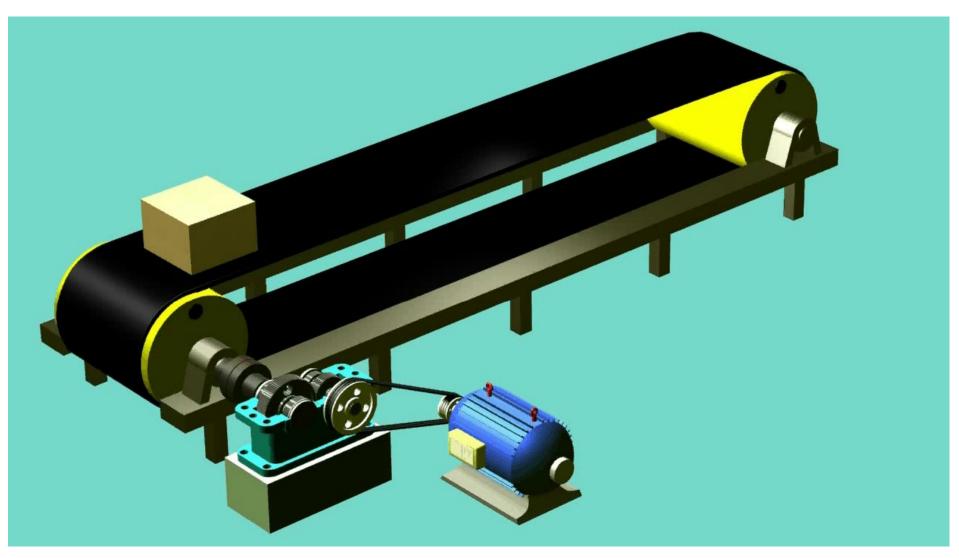
带传动适用于高速级传动还是低速级传动?

带速
$$v$$
一定时, P 一 带与带轮之间的摩擦 \mathcal{F}_e

最大摩擦力 $\sum F_{\text{max}}$







带式输送机动态演示

$$F_f = F_e = F_1 - F_2 \tag{11.3}$$

将式 (11.3) 代入式 (11.1), 可得

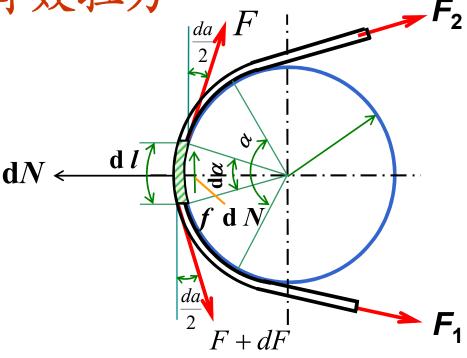
$$F_{1} = F_{0} + \frac{F_{e}}{2}$$

$$F_{2} = F_{0} - \frac{F_{e}}{2}$$
(11.4)

由式 (11.4) 可知,带两边的拉力 F_1 和 F_2 的大小,取决于预紧力 F_0 和带传动的有效拉力 F_o 。

11.1.2 欧拉公式与最大有效拉力

在带传动中,当带刚出现打滑时,表明摩擦力达到极限值。这时带传动的有效拉力亦达到最大值。此时,紧边拉力和松边拉力可以用欧拉公式表示。



•主动轮一端带的分离体 dl;

- 图11.3 带传动的受力分析
- •径向箭头表示带轮作用于分离体上的正压力dN;
- •分离体所受的摩擦力为fdN;
- •分离体所受的拉力分别为F和F+dF;
- \bullet 该段分离体弧对应的角度为 $d\alpha$

H

1. 带摩擦传动中的欧拉公式

法线方向:
$$dN = F \sin \frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2}$$

切线方向: $fdN + F \cos \frac{d\alpha}{2} = (F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2}$
由于 $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2} \cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$
得: $dN = Fd\alpha$ (11.6)
 $fdN = dF$ (11.7) 可得 $\frac{dF}{F} = fd\alpha$ (11.8)

两边沿带轮的弧线做定积分
$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^{\alpha} f d\alpha$$

柔韧体摩擦的欧拉公式

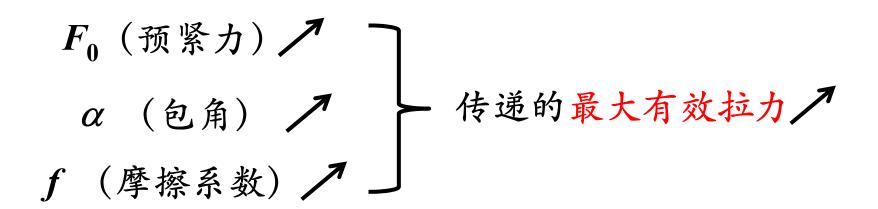
或
$$In\frac{F_1}{F_2} = f\alpha$$

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}$$
(11.9)

带所能传递的最大有效拉力

$$F_{\text{ec}} = 2F_0 \frac{e^{fa} - 1}{e^{fa} + 1} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^{fa}}{1 + 1/e^{fa}}$$
(11.10)

2. 影响带传动最大有效拉力因素



 F_0 过大,带发热和磨损加剧,缩短带的寿命对包角的要求限制了最大传动比i和最小中心距a



f 为一定值,而且 $\alpha_2 > \alpha_1$,所以摩擦力的最大值取决于 α_1

11.1.3 带的弹性滑动和打滑

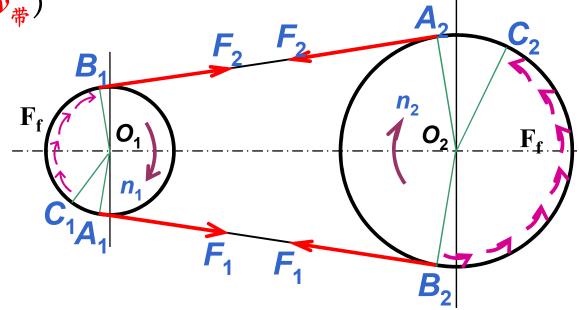
1. 弹性滑动

主动轮上,带由 A_1 点运动到 B_1 点时,带中拉力由 F_1 降到 F_2 ,带的弹性伸长相应地逐渐减小,即带在轮上逐渐缩短并沿轮面滑动,使带的速度小于主动轮的圆周速度(即 $\nu_{\#} < \nu_1$)。

从动轮上,带从 A_2 点到 B_2 点时,带中拉力由 F_2 逐渐增加到 F_1 ,带的弹性伸长也逐渐增大,也会沿轮面滑动,所以,从动轮的圆周速度又小于带速($\mathbb{P}\nu_2 < \nu_{\#}$)

弹性滑动:带是弹性体,受 力后发生弹性变形,由于 紧边和松边拉力不等,导 致带在带轮上有微小的相 对滑移现象

弹性滑动带传动正常工作时固有的特性。



Ŋ

由于弹性滑动的影响,将使从动轮的圆周速度 v_2 低于主动轮的圆周速度 v_1 , 其降低量可用滑动率 ε 来表示:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100 \%$$

$$v_2 = (1 - \varepsilon)v_1$$
(11.11)



或

$$v_{1} = \frac{\pi D_{1} n_{1}}{60 \times 1000}$$

$$v_{2} = \frac{\pi D_{2} n_{2}}{60 \times 1000}$$
(11.12)

式中, n_1 、 n_2 —— 主动轮和从动轮的转速, r/\min ; D_1 、 D_2 —— 主动轮和从动轮的计算直径, \min

将式 (11.12) 代入式 (11.11), 可得

$$D_2 n_2 = (1 - \varepsilon) D_1 n_1$$

因而带传动的实际平均传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$
 (11.13)

在一般传动中,因滑动率并不大(1~2%),故可不 予考虑,而取传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{D_2}{D_1}$$
 (11.14)

2. 打滑

在正常情况下,带的弹性滑动并不是发生在相对于全部包角的接触弧上。当有效拉力较小,弹性滑动只发生在带由主、从动轮上离开以前的那一部分接触弧上

例如: C_1B_1 和 C_2B_2 ,并把它们称为滑动弧,所对的中心角叫滑动角

而未发生弹性滑动的接触弧 A_1C_1 、 A_2C_2 则称为静弧,所对的中心角叫静角。

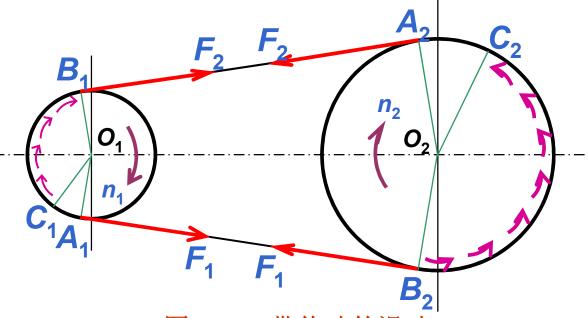


图11.4 带传动的滑动



随着有效拉力的增大,弹性滑动区段也将扩大。当弹 性滑动区段扩大到整个接触弧(相当于 C_1 点移动到与 A_1 点重合)时,带传动的有效拉力即到达最大(临界)值 F_{max} ,如果工作载荷再进一步增大,则带与带轮间就将发 生显著的相对滑动,即产生打滑。打滑将使带的磨损加剧, 从动轮转速急剧降低,甚至使整个带传动失效,这种情况 应当避免。

11.1.4 带的应力分析

带传动工作时,带中的主要应力有以下三种:拉应力、弯曲应力和离心应力

1. 拉应力 σ

紧边的拉应力
$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \tag{11.15}$$

松边的拉应力
$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} \tag{11.16}$$

式中, F_1 、 F_2 —— 拉力;

A — 带的横截面面积。

$$: F_1 > F_2 : \sigma_1 > \sigma_2$$



2. 弯曲应力 σ_b

带绕在带轮上时要引起弯曲应力,带的弯曲应力为

$$\sigma_b \approx E \frac{h}{D}$$
 (11.17)

式中, h —— 带的高度;

D——带轮的计算直径,对于V带轮,指它的基准直径,即轮槽基准宽度处带轮的直径;

E — 带的弹性模量。

$$\Box D_1 < D_2 \quad \Box \quad \sigma_{b1} > \sigma_{b2}$$

М

普通V带轮最小基准直径 (mm)

型号	Y	Z	A	В	C
最小基准直 径 d _{dmin}	20	50	75	125	200

注: 带轮基准直径系列: 20、22.4、25、28、31.5、35.5、40、45、50、56、63、71、75、80、85、90、95、100、106、112、118、125、132、140、150、160、170、180、200、212、224、236、250、265、280、300、315、335、355、375、400、425、450、475、500、530、560、600、630、670、710、750、800、900、1000、1060、1120、1250、1400、1500、1600、1800、2000、2240、2500 (摘自BG/T13575.1—2008)

3. 离心应力 σ_c

当带以切线速度 ν 沿带轮轮缘作圆周运动时,带本身的质量将引起离心力。由于离心力的作用,带中产生的离心拉力在带的横截面上就要产生离心应力 σ_c 。这个应力可用下式计算:

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{A} \tag{11.18}$$

式中, q — 传动带单位长度的质量(见附表2.2), kg/m;

A — 带的横截面面积, \mathbf{m}^2 ;

v — 带的线速度, m/s。

普通V带单位长度质量 (摘自GB/T13575.1-2008)

带型	Y	Z	Α	
m/(kg/m)	0.023	0.060	0, 105	

В	С	D	E	
0.170	0.300	0.630	0.970	



带中可能产生的 瞬时最大应力发生在 带的紧边开始绕上小 带轮处

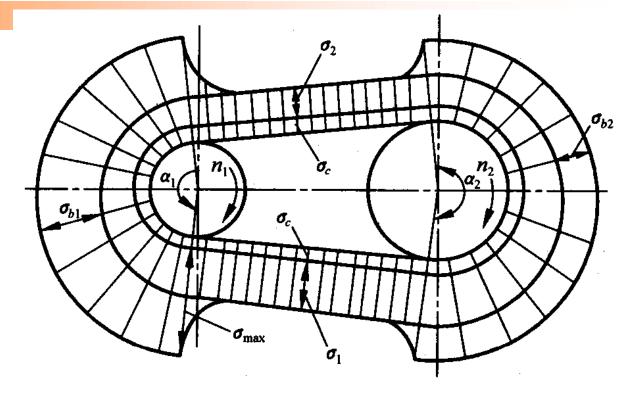


图 11.5 带工时的的应力分布

$$\sigma_{\text{max}} \approx \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$$
 (11.20)

•带是处于变应力状态下工作的。



11.1.5 V带传动设计准则、设计内容及方法

- 1. 主要失效形式
- (1) 打滑—当传递的圆周力F 超过了带与带轮接触面之间摩擦力总和的极限时,发生过载打滑,使传动失效。
- (2)疲劳破坏—传动带在变应力的反复作用下,发生裂纹、脱层、松散、直至断裂。

H

2. 设计准则

保证带传动不发生打滑的前提下,具有一定的疲劳强度和寿命。

$$F_e \leq F_{\text{max}}$$

不发生疲劳破坏

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1} \leq [\sigma]$$

式中, $[\sigma]$ ——在一定条件下,由带的疲劳强度所决定的许用应力。

最大有效拉力F。。为

$$F_{ec} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f_{v}^{a}}} \right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f_{v}^{a}}} \right)$$
 (11.21)

即带传动设计应满足以下准则:
$$\sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c \qquad (11.22)$$

将式 (11.22) 代入式 (11.21) ,则得
$$F_{ec} \leq \left(\left[\sigma \right] - \sigma_{b1} - \sigma_{c} \right) A \left(1 - \frac{1}{e^{f_{v}a}} \right) \tag{11.23}$$

单根V带所允许传递的功率为

$$P_{0} \leq \frac{\left(\left[\sigma\right] - \sigma_{b1} - \sigma_{c}\right)\left(1 - \frac{1}{e^{f_{v}a}}\right)Av}{1000} kW$$
(11.24)

由实验得出,在 $10^8 \sim 10^9$ 次循环应力下,V带的许用应力为

$$[\sigma] = \sqrt[11.1]{\frac{cL_d}{3600 \ jL_h v}} MP_a$$
 (11.25)

式中, L_d 一 带的基准长度;

j —— 带上某一点绕行一周时所绕过的带轮数;

 L_h — V 带寿命, h;

c —— 由带的材质和结构决定的实验常数。

Ŋ

2. 设计内容及方法

原始数据:传递的功率P、带轮的转速 n_1 、 n_2 (或传动比i)和传动位置要求及工作条件等。

设计内容:确定带型号、长度、根数、传动中心距、带轮直径及结构尺寸等。

(1) 确定计算功率 P_{ca}

计算功率 P_{ca} 是根据传递的功率P,并考虑到载荷性质和每天运转时间长短等因素的影响而确定的。即

$$P_{ca} = K_A P$$

式中, P — 传递的额定功率(例如电动机的额定功率); K_A — 工作情况系数,见附表 2.6。

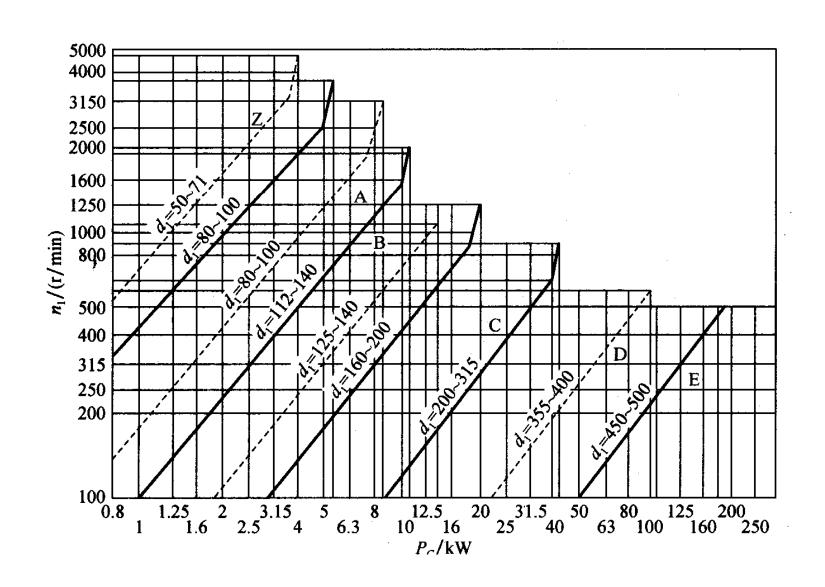
附表 2.6 工作情况系数 K_A

FIJAN Z.O Z.IFIBOUNSKIN								
			1	\$\$				
工况	至	S 、 轻载起	动	重 载 起 动		动] 使用场合	
	每天工作小时数 (h)]	
	<10	10~16	>16	<10	10~16	>16	3.	
载荷变 动小	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4	带式输送机,通风机,发电机,金 属切削机床,印刷机,旋转筛,术 工机械,旋转式水泵和压缩机	
载荷变 动犬	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6	制砖机,斗式提升机,起重机,磨 粉机,冲剪机床,橡胶机械,振动 筛,纺织机械,重载输送机,往复 式水泵和压缩机	
載荷变 动很大	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8	破碎机,磨碎机	

(2)

(2) 选择带型

根据计算功率 P_{ca} 和小带轮转速 n_1 选定带型



(3) 确定带轮的基准直径 D_1 和 D_2

① 初选小带轮的基准直径 D_1

根据V带截型,参考附表 2.4 及附表 2.7 选取。为了提高V带的寿命,宜选取较大的直径。

附表2.4 普通V带轮最小基准直径 (mm)

型号	Y	Z	A	В	C
最小基准直径 d _{dmin}	20	50	75	125	200



② 验算带的速度 v

根据 $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} (m/s)$ 来计算带的速度,并应使

v ≤v max。对于普通 V 带, v max = 25~30 m/s;

对于窄V带, $v_{\text{max}} = 35 \sim 40 \text{ m/s}$ 。

如 ν 过大, $\nu > \nu_{\text{max}}$,则离心力过大,即应减小 D_1 ;

如 ν 过小(例如 ν <5 m/s),则表示所选 D_1 过小,这将使所需的有效拉力 F_e 过大,即所需带的根数z过多,于是带轮的宽度、轴径及轴承的尺寸都要随之增大。

一般推荐 v=5~25 m/s



③ 计算从动轮的基准直径 D_2

$$D_2 = iD_1$$

并按V带轮的基准直径系列(附表 2.7)加以适当圆整。

④确定中心距<math>a和带的基准长度 L_d

如果中心距未给出,可根据传动的结构需要初定中心距 a_0 ,取

$$0.7(D_1 + D_2) < a_0 < 2(D_1 + D_2)$$

100

 a_0 取定后,根据带传动的几何关系,按下式计算所需带的基准长度 L'_a :

$$L'_d \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0}$$
 (11.26)

根据 L'_d 由附表2.3 中选取和 L'_d 相近的V带的基准长度 L_d 。再根据 L_d 来计算实际中心距。

附表2.3 普通V带的长度系列和带长修正系数 K_L

(GB/T13575.1-2008)

基准长度 L _d /mm			K_L			基准长度 L _d /mm		K_L		
	Y	Z	A	В	C		Z	A	В	C
200	0.81		\$ × ×	8		1600	1.04	0.99	0.92	0.83
224	0.82					1800	1.06	1.01	0.95	0.86
250	0.84					2000	1.08	1.03	0.98	0.88
280	0.87					2240	1.10	1.06	1.00	0.91
315	0.89					2500	1.30	1.09	1.03	0.93
355	0.92					2800		1.11	1.05	0.95
400	0.96	0.79				3150		1.13	1.07	0.97
450	1.00	0.80				3550		1.17	1.09	0.99
500	1.02	0.81				4000		1.19	1.13	1.02
560		0.82				4500			1.15	1.04
630		0.84	0.81			5000			1.18	1.07
710		0.86	0.83			5600				1.09
800		0.90	0.85			6300				1.12
900		0.92	0.87	0.82		7100				1.15
1000		0.94	0.89	0.84		8000				1.18
1120		0.95	0.91	0.86		9000				1.21
1250		0.98	0.93	0.88		10000				1.23
1400		1.01	0.96	0.90						

м

由于V带传动的中心距一般是可以调整的,故可采用下式作近似计算,即

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2}$$
 (11.27)

考虑安装调整和补偿预紧力(如带伸长而松弛后的张 紧)的需要,中心距的变动范围为:

$$a_{\min} = a - 0.015 L_d$$

 $a_{\max} = a + 0.03 L_d$



⑤ 验算主动轮上的包角 α1

带在带轮上的包角为

$$a_{1} \approx 180^{\circ} - \frac{D_{2} - D_{1}}{a} \times 60^{\circ}$$

$$a_{2} \approx 180^{\circ} + \frac{D_{2} - D_{1}}{a} \times 60^{\circ}$$
(11.28)

根据上式及对包角的要求, 应保证

$$\alpha_1 \approx 180^{\circ} - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^{\circ} \ge 120^{\circ} (\cancel{2} \cancel{y} \cancel{90}^{\circ})$$

附表2.5a 单根普通V带的基本额定功率 $P_0(kW)$ (在包角 $\alpha=180$ °、特定长度、平稳工作条件下)

带型 Z A	小带轮基准直径 <i>D</i> ₁ /mm			小带轮	转速 n ₁ /	(r/min)		
		400	730	800	980	1200	1460	2800
	50	0.06	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.26
7	63	0.08	0.13	0.15	0.18	0.22	0.25	0.41
L	71	0.09	0.17	0.20	0.23	0.27	0.31	0.50
	80	0.14	0.20	0.22	0.26	0.30	0.36	0.56
	75	0.27	0.42	0.45	0.52	0.60	0.68	1.00
	90	0.39	0.63	0.68	0.79	0.93	1.07	1.64
A	100	0.47	0.77	0.83	0.97	1.14	1.32	2.05
	112	0.56	0.93	1.00	1.18	1.39	1.62	2.51
	125	0.67	1.11	1.19	1.40	1.66	1.93	2.98
9	125	0.84	1.34	1.44	1.67	1.93	2.20	2.96
	140	1.05	1.69	1.82	2.13	2.47	2.83	3.85
В	160	1.32	2.16	2.32	2.72	3.17	3.64	4.89
	180	1.59	2.61	2.81	3.30	3.85	4.41	5.76
	200	1.85	3.05	3.30	3.86	4.50	5.15	6.43
-	200	2.41	3.80	4.07	4.66	5.29	5.86	5.01
	224	2.99	4.78	5.12	5.89	6.71	7.47	6.08

$$z = \frac{P_{ca}}{P_0}$$

单根普通V带的基本额定功率 P_0

实验条件

- ●传动平稳
- ●特定带长

$$\bullet_{i=1}$$
 $\alpha_{1}=\alpha_{2}=180^{\circ}$

实际工作中单根普通V带的基本额定功率[P_0]

带的根数
$$z = \frac{P_{ca}}{[P_0]}$$

实际工作条件

- $egin{aligned} \bullet i > 1 & 从动轮直径增大,<math>\sigma_{b2}$ 减小,传动能力提高,则额定功率增加为此,引入额定功率增量 $\triangle P_0$
- ●带长不等于特定带长

带越长,单位时间内应力循环次数减少则带的疲劳寿命越长;相反,短带的疲劳寿命起长;相反,短带的疲劳寿命短为此,引入带长修正系数 K_L

●包角α不等于180°(因为i>1)

小带轮的包角不等于 180° ,传动能力有所下降 为此,引入包角修正系数 K_α $K_\alpha \leq 1$

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_{\alpha} K_L$$

М

⑥ 确定带的根数 2

$$z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0)K_a K_L}$$
 (11.29)
 Z 应圆整为整数,通常 $z<10$,以使各根带受力均匀

 K_{α} ——考虑包角不同时的影响系数,简称包角系数; 附表2.8 K_L —— 考虑带的长度不同时的影响系数,简称长度系数; 附表2.9 P_0 —— 单根 V 带的基本额定功率; 见附表2.5a ΔP_0 —— 计入传动比的影响时,单根 V 带额定功率的增量 (因 P_0 是按 α =180°,即 D_1 = D_2 的条件计算的,

(因 P_0 是按 α =180°,即 D_1 = D_2 的条件计算的,而当传动比越大时,从动轮直径就越比主动轮直径大,带绕上从动轮时的弯曲应力就越比绕上主动轮时的小,故其传动能力即有所提高)。附表2.5b、2.5c

W

⑦确定带的预紧力 F_0

考虑离心力的不利影响时,单根V带所需的预紧力为

$$F_0 = \frac{1}{2} F_e \frac{e^{\int_{v}^{\alpha} + 1}}{e^{\int_{v}^{\alpha} - 1}} + qv^2$$

用 $F_e = \frac{1000 P_{ca}}{zv}$ 代入上式,并考虑包角对所需预紧力的影响,可将 F_0 的计算式写为

$$F_0 = 500 \frac{P_{ca}}{zv} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2$$
 (11.30)

由于新带容易松弛,所以对非自动张紧的带传动,安装新带时的预紧力应为上述预紧力的1.5倍。

在带传动中,预紧力是通过在带与两带轮的切点跨距的中点M,加上一个垂直于两轮上部外公切线的适当载荷G(图11.6),使带沿跨距每长100mm所产生的挠度y为1.6mm(即挠角

为1.8°) 来控制的。G值见附表2.10。

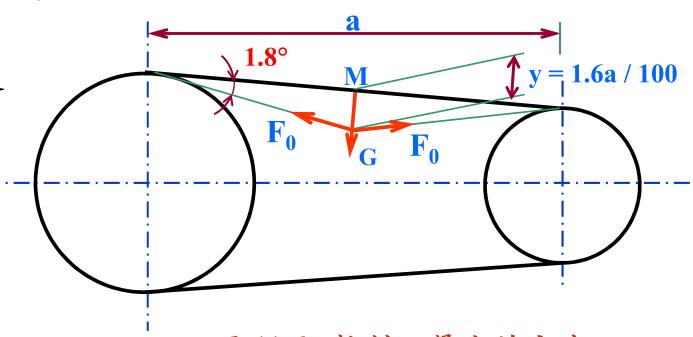


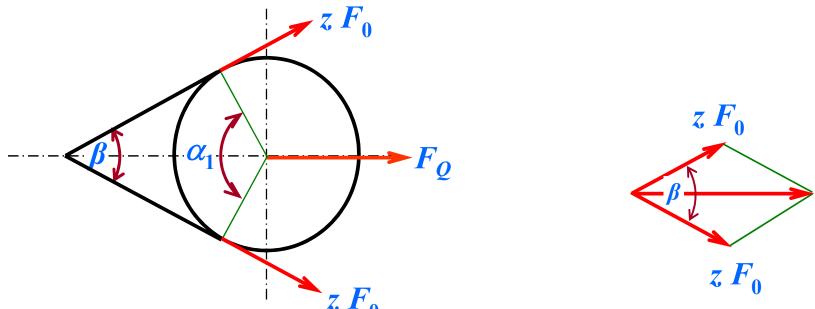
图 11.6 控制预紧力的方法

附表2.10 载荷G值(N/根)

		小带轮	带速υ/ (m/s)					
截	型	直径 D ₁ / mm	0~10	10~20	20~30			
	Z	50~100	5~7	4.2~6	3.5~5.5			
		>100	7~10	6~8.5	5.5~7			
普	\mathbf{A}	75~140	9.5~14	8~12	6.5~10			
通	A	>140	14~21	12~18	10~15			
\mathbf{V}	В	125~200	18.5~28	15~22	12.5~18			
带	D	>200	28~42	22~23	18~27			
	C	200~400	36~54	30~45	25~38			
		>400	54~85	45~70	38~56			
	SPZ	67~95	9.5~14	8~13	6.5~11			
	SPL	>95	14~21	13~19	11~18			
% \	CDA	100~140	18~26	15~21	12~18			
窄	SPA	>140	26~38	21~32	20~30 3.5~5.5 5.5~7 6.5~10 10~15 12.5~18 18~27 25~38 38~56 6.5~11 11~18			
V	CDD	160~265	30~45	26~40	22~34			
带	SPB	>265	45~58	40~52	34~47			
	SDC	224~355	58~82	48~72	40~64			
	SPC	>355	82~106	72~96	64~90			

M

⑧ 计算带传动作用在轴上的力 (简称压轴力) Q



$$F_{Q} = 2zF_{0}\cos\frac{\beta}{2} = 2zF_{0}\cos(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha_{1}}{2}) == 2zF_{0}\sin\frac{\alpha_{1}}{2}$$
(11.31)

式中, Z — 带的根数;

 F_0 — 单根带的预紧力;

 α_1 — 主动轮上的包角。

M

【例题11.1】 设计某带式输送机中的V带传动。设已知电动机型号为Y100L2-4,额定功率P=3kW,转速 $n_1=1420$ r/min,传动比i=3.46,一天运转时间<10 h。

解

1. 确定计算功率 P_{ca}

由附表 2.6 查得工作情况系数 $K_A = 1.1$, 故

$$P_{ca} = K_A P = 1.1 \times 3 = 3.3 kW$$

W

2. 选取普通 V 带带型

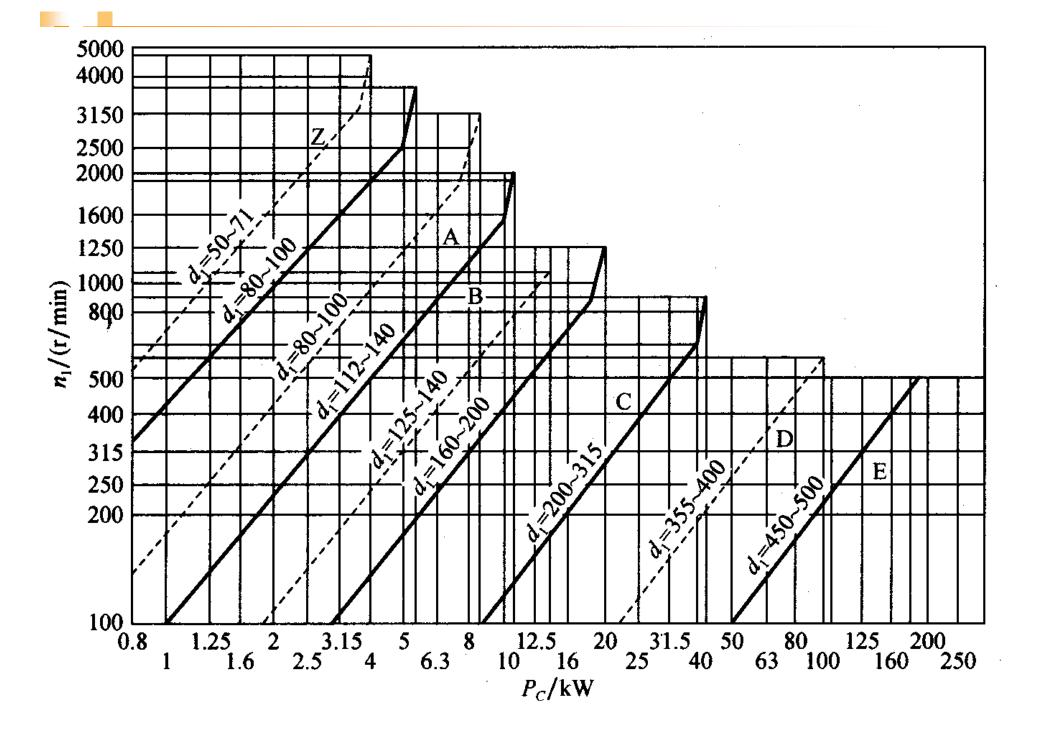
根据 P_{ca} 、 n_1 由附图 2.1 确定选用 A 型。

3. 确定带轮基准直径

由附表 2.4 和附表 2.7 取主动轮基准直径 D_1 = 80 mm。根据式(11.14),计算从动轮基准直径 D_2 。

$$D_2 = iD_1 = 3.46 \times 80 = 276.5$$
 mm

根据附表 2.7 ,取 D_2 = 280 mm。



M

按式(11.12)验算带的速度

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80 \times 1420}{60 \times 1000} = 5.95 < 30 \quad m/s$$

带的速度合适。

4. 确定 V 带的基准长度和传动中心距

根据 $0.7~(D_1+D_2) < a_0 < 2~(D_1+D_2)$,初步确定中心距 $a_0 = 500~\mathrm{mm}$ 。

根据式 (11.26) 计算带所需的基准长度

$$L_d' = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0}$$

$$= 2*500 + \frac{\pi}{2}(280+80) + \frac{(280-80)^2}{4*500} = 1585.2m$$

由附表 2.3 选带的基准长度 L_d = 1600 mm。

按式(11.27)计算实际中心距 a

$$a = a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} = 500 + \frac{1600 - 1585}{2} = 507.5$$
 mm

附表2.3 普通V带的长度系列和带长修正系数 K_L

(GB/T13575.1-2008)

基准长度 L _d /mm			K_L			基准长度 L _d /mm		K_L		
	Y	Z	A	В	C		Z	A	В	C
200	0.81		\$ × ×	8		1600	1.04	0.99	0.92	0.83
224	0.82					1800	1.06	1.01	0.95	0.86
250	0.84					2000	1.08	1.03	0.98	0.88
280	0.87					2240	1.10	1.06	1.00	0.91
315	0.89					2500	1.30	1.09	1.03	0.93
355	0.92					2800		1.11	1.05	0.95
400	0.96	0.79				3150		1.13	1.07	0.97
450	1.00	0.80				3550		1.17	1.09	0.99
500	1.02	0.81				4000		1.19	1.13	1.02
560		0.82				4500			1.15	1.04
630		0.84	0.81			5000			1.18	1.07
710		0.86	0.83			5600				1.09
800		0.90	0.85			6300				1.12
900		0.92	0.87	0.82		7100				1.15
1000		0.94	0.89	0.84		8000				1.18
1120		0.95	0.91	0.86		9000				1.21
1250		0.98	0.93	0.88		10000				1.23
1400		1.01	0.96	0.90						

y

5. 验算主动轮上的包角 α_1

由式 (11.28) 得

$$\alpha_1 = 180^{\circ} - \frac{D_2 - D_1}{a} * 60^{\circ} = 180^{\circ} - \frac{280 - 80}{507.5} * 60^{\circ}$$

= 156.35° > 120°

主动轮上的包角合适。

W

6. 计算 V 带的根数 Z

由 n_1 = 1420 r/min、 D_1 = 80 mm、i= 3.46, 查附表 2.5a 和附表 2.5b 得 $P_0 = 0.81 \text{ kW}$, $\Delta P_0 = 0.17 \text{ kW}$, 查附 表 2.8 得 $K_{\alpha} = 0.93$, 查附表 2.9 得 $K_{r} = 0.99$, 则由式 (11.29) 得 $z = \frac{P_{ca}}{z}$ $(P_0 + \Delta P_0)K_{\alpha}K_{I}$ $= \frac{3.3}{(0.81+0.17)*0.93*0.99} = 3.66$

取z=4根。

附表2.5a 单根普通V带的基本额定功率 P_0 (kW) (在包角 α =180°、特定长度、平稳工作条件下)

	— — — — — — — — — —	11/2/2/2: 1/3- 1/ 1/ 1/									
	小带轮基准直径 D ₁ /mm			小带轮	转速 n ₁	/ (r/min)	1				
带型	V 18 (02.122) = 1 - 1111	400	730	800	980	1200	1460	2800			
	50	0.06	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.26			
Z	63	0.08	0.13	0.15	0.18	0.22	0.25	0.41			
L	71	0.09	0.17	0.20	0.23	0.27	0.31	0.50			
	80	0.14	0.20	0.22	0.26	0.30	1460 2800 0.16 0.26 0.25 0.41 0.31 0.50 0.36 0.56 0.68 1.00 1.07 1.64 1.32 2.05 1.62 2.51 1.93 2.98 2.20 2.96 2.83 3.85 3.64 4.89 4.41 5.76 5.15 6.43 5.86 5.01	0.56			
	75	0.27	0.42	0.45	0.52	0.60	0.68	1.00			
	90	0.39	0.63	0.68	0.79	0.93	1.07	1.64			
A	100	0.47	0.77	0.83	0.97	1.14	1.32	2.05			
	112	0.56	0.93	1.00	1.18	1.39	1.62	2.51			
	125	0.67	1.11	1.19	1.40	1.66	1.39 1.62 2 1.66 1.93 2	2.98			
	125	0.84	1.34	1.44	1.67	1.93	2.20	2.96			
	140	1.05	1.69	1.82	2.13	2.47	2.83	3.85			
В	160	1.32	2.16	2.32	2.72	3.17	3.64	4.89			
(Mill)	180	1.59	2.61	2.81	3.30	3.85	4.41	5.76			
	200	1.85	3.05	3.30	3.86	4.50	5.15	6.43			
9	200	2.41	3.80	4.07	4.66	5.29	5.86	5.01			
	224	2.99	4.78	5.12	5.89	6.71	7.47	6.08			
	I	I	I	I	I	I	I	I			

附表2.5b 单根普通V带额定功率的增量 $\triangle P_0$ (kW) (在包角 α =180°、特定长度、平稳工作条件下)

						•		-	-		
					1	专 动	比	i			
帯型	小带轮转速 n ₁ / (r/min)	1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	
110	7 18 10 10 10 11 (17 (17 (17 (17 (17 (17 (17 (17 (17	~	~	~	~	~	~	~	~	~	≥2.0
		1.01	1.04	1.08	1.12	1.18	1.24	1.34	1.51	1.99	
	400	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01
	730	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02
	800	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
Z	980	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
	1200	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
	1460	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03
	2800	0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04
	400	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05
	730	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
	800	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10
A	980	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11
	1200	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.15
	1460	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
	2800	0.00	0.04	0.08	0.11	0.15	0.19	0.23	0.26	0.30	0.34
	400	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13

M

7. 计算预紧力 F_0

查附表 2.4 得 q = 0.105 kg/m, 由式 (11.30) 得

$$F_0 = 500 \frac{P_{ca}}{vz} (\frac{2.5}{K_{\alpha}} - 1) + qv^2$$

$$=500*\frac{3.3}{5.95*4}(\frac{2.5}{0.93}-1)+0.105*5.95^{2}=120.75N$$

8. 计算作用在轴上的压轴力 F_o

由式 (11.31) 得

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2*3*120.75*\sin \frac{156.35}{2} = 945.50N$$



11.1.6 V带传动的张紧装置

- 各种材质的 V 带都不是完全的弹性体,在预紧力的作用下,经过一定时间的运转后,就会由于塑性变形而松弛,使预紧力 F_0 降低,从而导致摩擦力降低。
- ●为了保证带传动的能力,应定期检查预紧力的数值。如发现不足时,必须重新张紧,才能正常工作。常见的张紧装置有:定期张紧装置、自动张紧装置和张紧轮的张紧装置。

1. 定期张紧装置

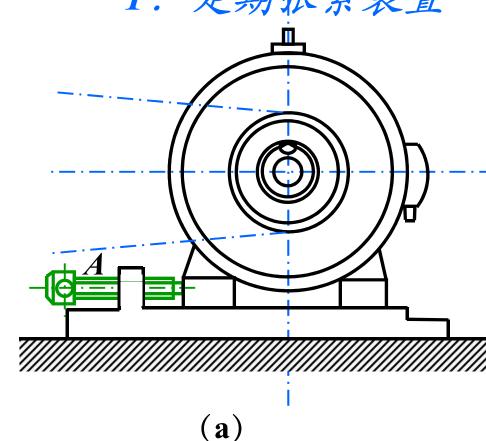
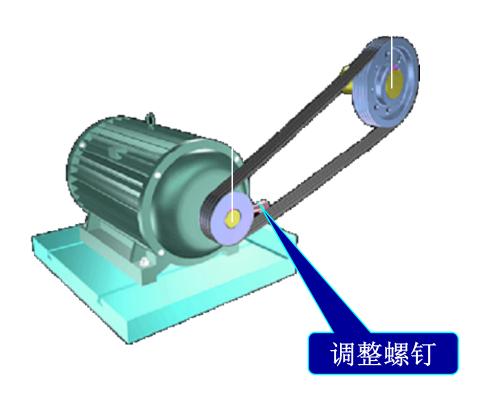
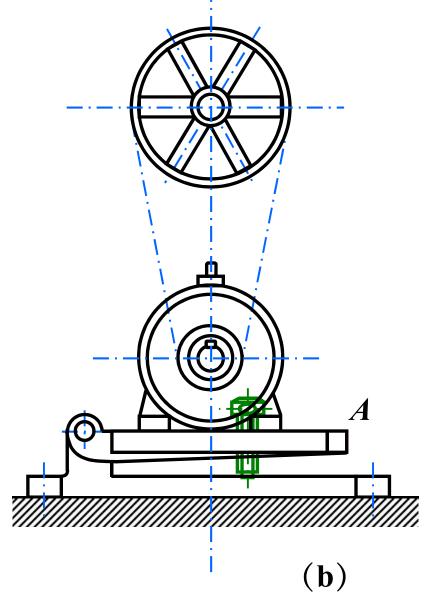


图11.8 带的定期张紧装置

- 采用定期改变中心距的方法来调节带的预紧力,使带重新张紧。在水平或倾斜不大的传动中,可用图 11.8a的方法,将装有带轮的电动机安装在制有滑道的基板上。
- ●要调节带的预紧力时,松 开基板上各螺栓的螺母,旋 动调节螺钉,将电动机向右 推移到所需的位置,然后拧 紧螺母



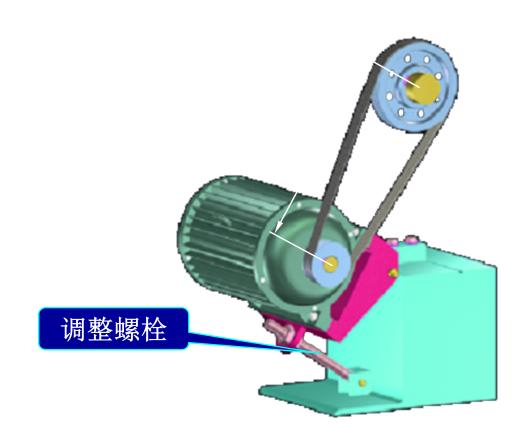




在垂直的或接近垂直的传动中,可用图 11.8b 的方法,将装有带轮的电动机安装在可调的摆架上。

图 11.8 带的定期张紧装置







2. 自动张紧装置

将装有带轮的电动机安装在浮动的摆架上,利用电动 机的自重(图11.9a)或砝码重量(图11.9b),使带轮随 同电动机绕固定轴摆动或移动,以自动保持张紧力。

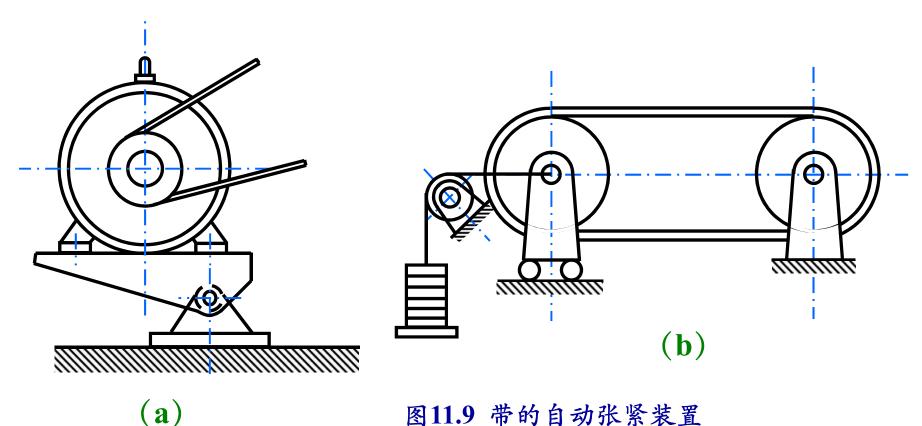
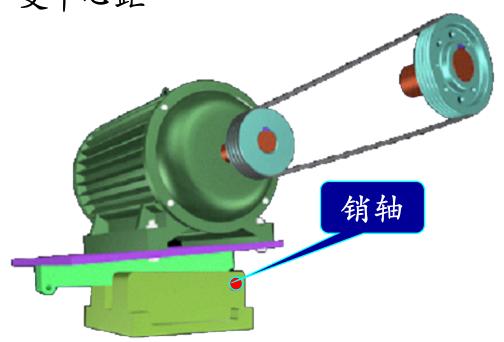


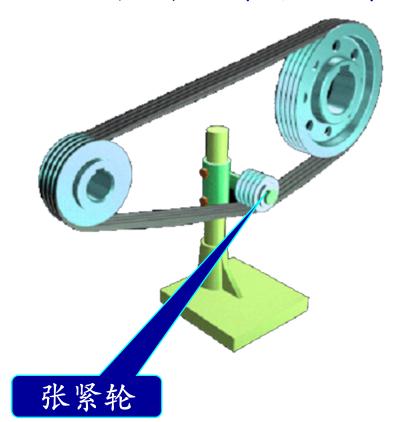
图11.9 带的自动张紧装置

采用重力和带轮上的制动力矩,使 带轮随浮动架绕固定轴摆动而改 变中心距



自动张紧装置

3. 采用张紧轮的装置



中心距不能调节时,可采用张紧轮将带张紧,张紧轮紧,张紧轮紧,张紧轮点点。是靠近大轮,以免过分影响带在小轮上的包角。张紧轮的轮槽尺寸与带轮的相同,且直径小于小带轮的直径。

当小带轮的包角过小时,也可以将张紧轮放在松边的外侧,靠近小轮端,以增大小轮的包角。

M

4. 带的维护

- (1) 安装带时,最好缩小中心距后套上V带,再予以调整,不应硬撬,以免损坏胶带,降低其使用寿命。
- (2) 严防V带与油、酸、碱等介质接触,以免变质, 也不宜在阳光下曝晒。
- (3) 带根数较多的传动,若坏了少数几根需进行更换时,应全部更换,不要只更换坏带而使新旧带一起使用; 这样会造成载荷分配不匀,反而加速新带的损坏。

(4) 为了保证安全生产,带传动须安装防护罩。

м

带传动小结:

❖摩擦型带传动工作原理 p229

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$
 (11.1)

$$P = \frac{F_e v}{1000}$$
 (11.2)

$$F_f = F_e = F_1 - F_2 \tag{11.3}$$

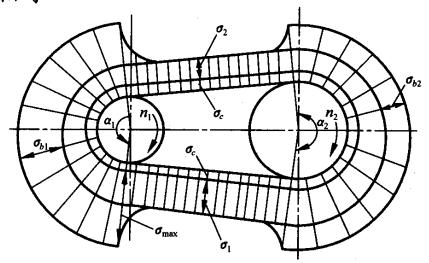
7

❖带传动有效拉力 p231

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}$$

$$F_{\rm e} = 2F_0 \frac{e^{fa} - 1}{e^{fa} + 1} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^{fa}}{1 + 1/e^{fa}}$$
 (11.10)

- ❖带的弹性滑动 p232
 - > 带是弹性体
 - ▶ 带的紧边拉力与松边拉力不相等
 - ❖带的应力分析 p233
 - ▶拉应力
 - > 弯曲应力
 - ▶离心应力



Ŋ

❖带的失效形式及设计准则 p233

不发生打滑

$$F_e \leq F_{\text{max}}$$

不发生疲劳破坏

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1} \le [\sigma]$$

- ❖带的设计内容 p235
 - ▶确定带型号、长度传动中心距、带轮直径及结构尺寸等

》确定带的根数
$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0)K_a K_L}$$

▶确定预紧力和压轴力



11.2 螺纹连接设计

11.2.1 螺纹连接中的预紧

- ●绝大多数螺纹连接在装配时都必须拧紧,使其在承受工作载荷之前,预先受到预紧力的作用。
- ●预紧的目的在于增强连接的可靠性和紧密性,以防止受载后被连接件间出现缝隙或发生相对滑移。
- 但过大的预紧力会使连接件在装配及偶然过载时被拉断,或导致整个连接的结构尺寸增大。

因此,为了保证连接既有所需要的预紧力,又不使螺纹连接件过载,对重要的螺纹连接,在装配时要控制预紧力。

通常规定,拧紧后螺纹连接件的预紧应力不得超过其材料屈服极限 σ_s 的 80%。对于一般连接用的钢制螺栓连接的预紧力 Q_p ,推荐按下列关系确定:

碳素钢螺栓
$$Q_p \leq (0.6 \sim 0.7) \sigma_s A_1$$
 合金钢螺栓 $Q_p \leq (0.5 \sim 0.6) \sigma_s A_1$

式中, σ_s — 螺栓材料的屈服极限;

 A_1 —— 螺栓危险截面的面积, $A \approx \pi d_1^2/4$ 。

预紧力的具体数值应根据载荷性质、连接刚度等 具体工作条件确定。对于重要的或有特殊要求的螺栓 连接,预紧力的数值应在装配图上作为技术条件注明, 以便在装配时加以保证。受变载荷的螺栓连接的预紧 力应比受静载荷的要大些。

控制预紧力的方法很多,通常是借助测力矩扳手 或定力矩扳手,利用控制拧紧力矩的方法来控制预紧 力的大小。



如图 11.11 所示,测力矩扳手的工作原理是根据扳手上的弹性元件1,在拧紧力的作用下所产生的弹性变形来指示拧紧力矩的大小。为方便计量,可将指示刻度2 直接以力矩值标出。

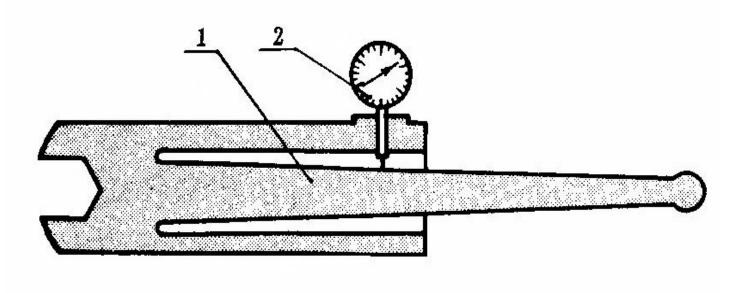


图11.11 测力矩扳手

如图 11.12 所示,定力矩扳手的工作原理是当拧紧力矩超过规定值时,弹簧 3 被压缩,扳手卡盘 1 与圆柱销 2 之间打滑,如果继续转动手柄,卡盘即不再转动。拧紧力矩的大小可利用螺钉 4 调整弹簧压紧力来加以控制。

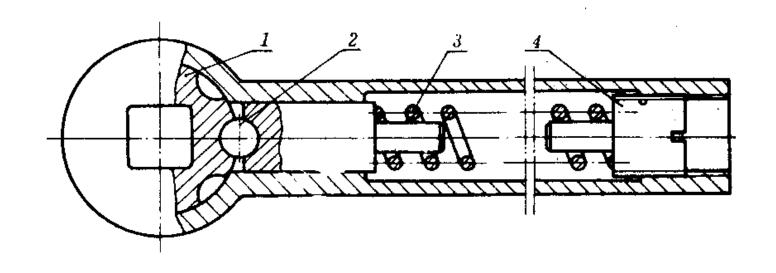


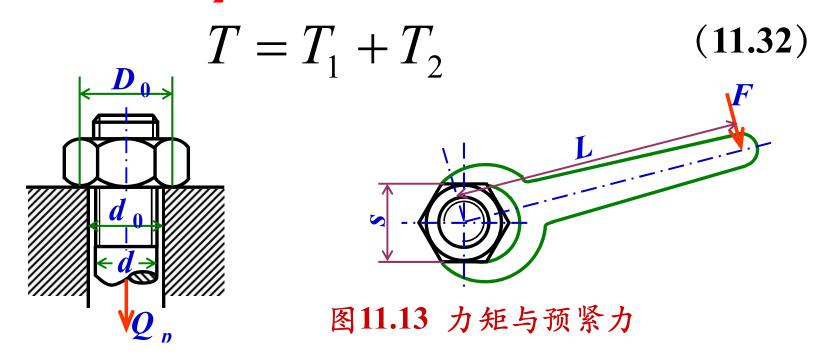
图11.12

定力矩扳手

当装配时预紧力的大小要通过拧紧力矩来控制时,应从理论上找出预紧力和拧紧力矩之间的关系。

由于拧紧力矩T(T=FL)的作用,使螺栓和被连接件之间产生预紧力 Q_p 。

由力矩平衡关系可知: 拧紧力矩T等于螺旋副间的摩擦阻力矩 T_1 和螺母环形端面和被连接件(或垫圈)支承面间的摩擦阻力矩 T_2 之和,即



H

螺旋副间的摩擦力矩 T_1 为

$$T_1 = Q_p \frac{d_2}{2} \tan (\phi + \varphi_v)$$
 (11.33)

螺母与支承面间的摩擦力矩T,为

$$T_2 = \frac{1}{3} f_c Q_p \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}$$
 (11.34)

将式 (11.33)、 (11.34) 代入式 (11.32),得

$$T = \frac{1}{2}Q_p \left[d_2 \tan(\phi + \varphi_v) + \frac{2}{3} f_c \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \right]$$
 (11.35)

对于 M10~M64 粗牙普通螺纹的钢制螺栓,螺纹升角 $\Psi = 1^{\circ}42' \sim 3^{\circ}2'$; 螺纹中径 $d_2 \approx 0.9d$;

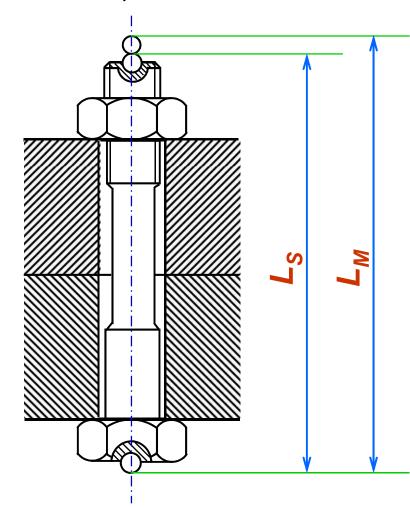
螺旋副的当量摩擦角 $\varphi_v \approx \arctan 1.155 f$,其中 f 为摩擦系数,无润滑时 $f \approx 0.1 \sim 0.2$;螺栓孔直径 $d_0 \approx 1.1d$;螺母环形支承面的外径 $D_0 \approx 1.5d$;

螺母与支承面间的摩擦系数 f_c = 0.15。将上述各参数代入式 (11.35) 整理后可得

$$T \approx 0.2 Q_p d \tag{11.36}$$

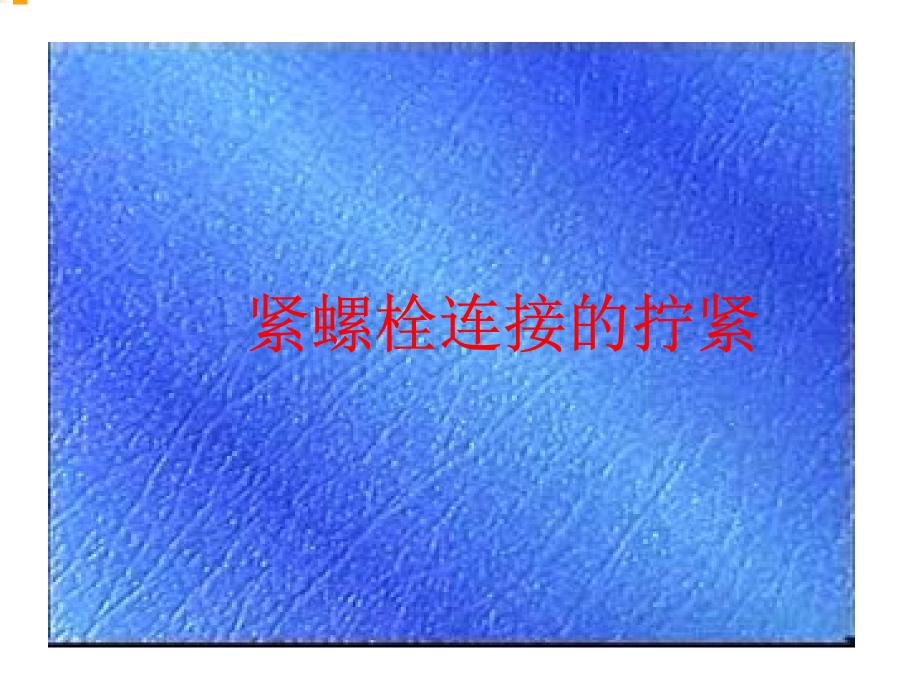
当所要求的预紧力 Q_p 已知时,对于一定公称直径d的螺栓可按式 (11.36) 确定扳手的拧紧力矩T。

采用测力矩扳手或定力矩扳手控制预紧力的方法,操 作简便,但因拧紧力矩受摩擦系数波动的影响较大,其准 确性较差,也不适用于大型的螺栓连接。为此,可采用测



定螺栓伸长量的方法来控制预紧力,如图 11.14 所示。所需的伸长量可根据预紧力的规定值计算。

图 11.14 用测定螺栓伸长量来控制预紧力



11.2.2 螺纹连接中的防松

螺纹连接是要保证两个结合面紧密结合。螺纹出现松脱,可能导致压力容器漏气、零件不能固定,轻者会影响机器的正常运转,重者会造成严重事故。因此,设计时必须采取有效的防松措施确保螺纹连接的安全可靠,防止螺纹连接产生松脱。

- 连接用三角形螺纹都具有自锁性,在静载荷和工作温度变化不大时,不会自动松脱。
- ●但在冲击、振动和变载条件下,预紧力可能在某一瞬时消失,连接仍有可能松动而失效。
- ●高温下的连接螺栓,由于温度变形差异等,也可能发生松脱现象(如高压锅)
- ●因此设计时必须考虑防松,即防止相对转动。



螺纹连接防松的根本问题在于防止螺旋副相对转动。 防松的方法,按其工作原理可分为摩擦防松、机 械防松以及不可拆防松等。

摩擦防松的形式很多,也简单方便。它是通过加大轴向力使螺纹间摩擦力增加而实现防松。

机械防松较为可靠,用于一些重要的连接,例如在机器内部的不易检查的连接等,应当采用机械防松。

不可拆防松包括点冲防松、焊接防松和粘结防松等

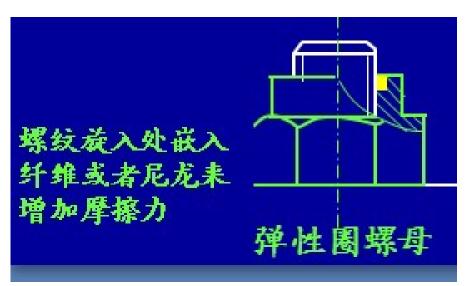


表11.1 常用的螺纹连接防松方法

防松方法		结构型式		特点和应用
摩擦防松	对顶螺母		螺栓下螺母	两螺母对顶拧紧后,使旋合和雾灯的压力的压力的压力的压力的作者。所见一个大小,这个人们,这个人们,这个人们,这个人们,这个人们,这个人们,这个人们,这个人们

防松方 法		结构型式	特点和应用
摩擦防	弹簧垫圈		螺母拧紧后,靠垫圈压平而产生的弹性反力使旋合螺纹间压紧。同时垫圈斜口的尖端抵住螺母与被联接件的支承面也有防松作用。 结构简单、使用方便。但由于垫圈的弹力不均,在冲击、振动的条件下,其防松效果较差,一般用于不甚重要的连接。
松	自锁螺母		螺母一端制成非圆形收口或开缝后径向收口。当螺母拧紧后,收口胀开,利用收口的弹力使旋合螺纹间压紧。 结构简单,防松可靠,可多次装拆而不降低防松性能。

摩擦防松

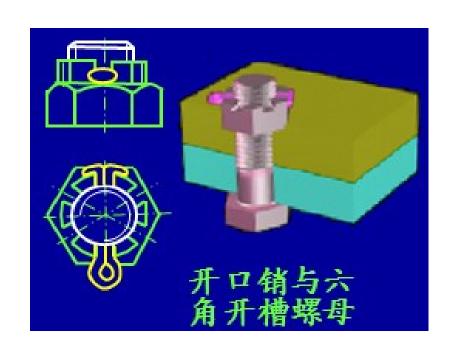


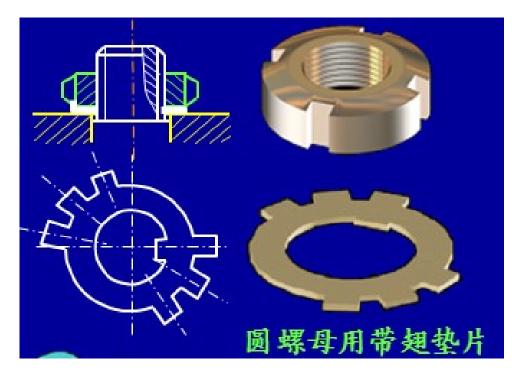


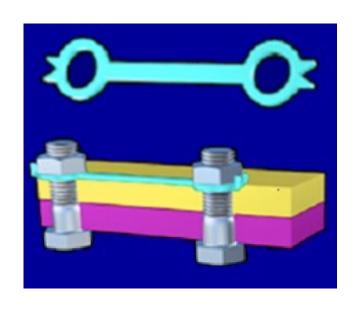
防松方法		结构型式	特点和应用
机械	开销六开螺口与角槽母		六角开槽螺母拧紧后将开口 销穿入螺栓尾部小孔和螺母的 槽内,并将开口销尾部掰开与 螺母侧面帖紧。也可用普通索 母代替六角开槽螺母,但需拧 紧螺母再配钻销孔。 适用于较大冲击、振动的高 速机械中运动部件的连接。
防松	止动垫圈		螺母拧紧后,将单耳或双耳 止动垫圈分别向螺母和被连接 件的侧面折弯贴紧,即可将螺 母锁住。若两个螺栓需要双连 锁紧时,可采用双连止动垫圈, 使两个螺母相互制动。 结构简单、使用方便,防松 可靠。

防松方 法	结构型式	特点和应用
机械防松	a) 正确 b)不正确	用低碳钢丝穿入各螺钉 头部的孔内,将各螺钉串 联起来,使其相互制动。 使用时必须注意钢丝的穿 入方向(上图正确,下图 错误)。 适用于螺钉组连接,防 松可靠,但装拆不便。
其他防松	深(1~1.5)1 神点中心在 螺纹内径处 神点法防松 用神头神 2~3点 D 電1.5 p	拧紧连接之后,用冲点 将螺纹球到防松的 目的。例图中分别给出的 是:端面冲点防松和 后的方子, 所称的方法。 简单、方便、可靠, 于不可拆的连接。

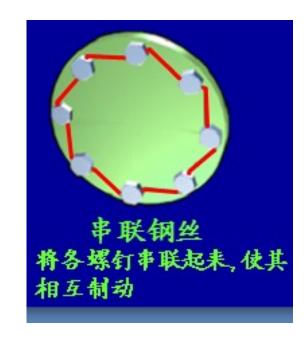
防松方法		结构型式	特点和应用
其他防心	焊接防松		焊接防松是利用焊接 方法将螺栓和螺母固结在 一起,可以将螺栓与螺母 或螺栓及螺母与被连接件 焊接在一起以达到防松的 目的。 简单、可靠,用于不可 拆的连接。
松	粘结防松	涂粘合剂	粘结防松是将粘结剂涂 于螺栓和螺母表面,使其 固结在一起, 简单、方便,用于不常 拆卸的连接中











●螺纹连接的预紧和防松

●预紧

螺纹连接预紧的目的在于增加连接的可靠性、紧密性和防松能力。

- ●预紧力控制方法:
 - 1)凭手感经验;
 - 2)测力矩扳手;
 - 3)定力矩扳手;

●防松

防松----防止螺旋副相对转动

摩擦防松:对顶螺母、弹性圈螺母、弹簧垫圈、自锁螺母

机械防松: 开口销与六角开槽螺母、圆螺母用带翅垫片、

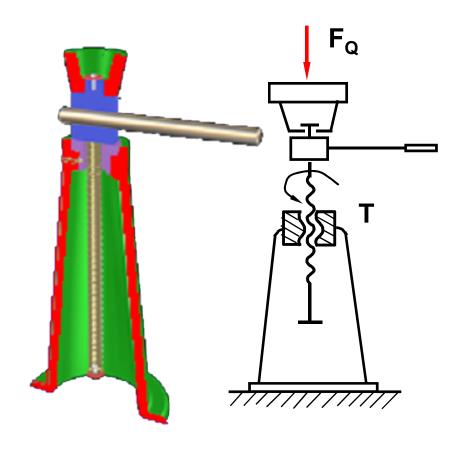
止动垫片、串联钢丝

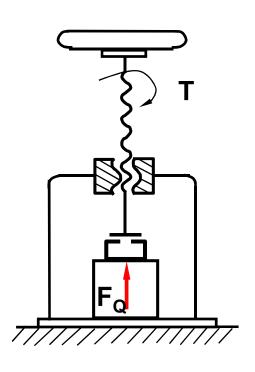


11.3 螺旋传动设计

在机械中,有时需要将转动变为直线移动。螺旋传动是实现这种转变经常采用的一种传动。例如机床进给机构中采用螺旋传动实现刀具或工作台的直线进给,又如螺旋压力机和螺旋千斤顶的工作部分的直线运动都是利用螺旋传动来实现的,如图 11.15 所示。







(a) 千斤顶

(b) 压力机

图11.15 螺旋传动机械



11.3.1 螺旋传动的类型

螺旋传动由螺杆、螺母组成。按其用途可分为:

(1)传力螺旋:以传递动力为主,一般要求用较小的转矩转动螺杆(或螺母)而使螺母(或螺杆)产生轴向运动和较大的轴向推力。

例如螺旋千斤顶等。这种传力螺旋主要是承受很大的轴向力,通常为间歇性工作,每次工作时间较短,工作速度不高,而且需要自锁。

- M
- (2) 传导螺旋:以传递运动为主,要求能在较长的时间内连续工作,工作速度较高,因此,要求较高的传动精度。如精密车床的走刀螺杆。
- (3)调整螺旋:用于调整并固定零部件之间的相对位置,它不经常转动,一般在空载下调整,要求有可靠的自锁性能和精度,用于测量仪器及各种机械的调整装置。如千分尺中的螺旋。

v

螺旋传动按其摩擦性质又可分为:

(1) 滑动螺旋:螺旋副作相对运动时产生滑动摩擦的螺旋。滑动螺旋结构比较简单,螺母和螺杆的啮合是连续的,工作平稳,易于自锁,这对起重设备,调节装置等很有意义。但螺纹之间摩擦大、磨损大、效率低(一般在 0.25~0.70 之间,自锁时效率小于50%);滑动螺旋不适宜用于高速和大功率传动。

- Ŋ
 - (2)滚动螺旋:螺旋副作相对运动时产生滚动摩擦的螺旋。滚动螺旋的摩擦阻力小,传动效率高(90%以上),磨损小,精度易保持,但结构复杂,成本高,不能自锁。滚动螺旋主要用于对传动精度要求较高的场合。
 - (3)静压螺旋:将静压原理应用于螺旋传动中。 静压螺旋摩擦阻力小,传动效率高(可达90%以上), 但结构复杂,需要供油系统。适用于要求高精度、高 效率的重要传动中,如数控、精密机床、测试装置或 自动控制系统的螺旋传动中。



11.3.2 滑动螺旋传动设计

滑动螺旋传动的主要失效形式为螺纹的磨损(多发生在螺母上)。磨损与螺纹工作面上的比压、滑动速度、粗糙度及润滑状态等因素有关。目前设计计算最主要的是控制螺纹工作面上的比压。因此,耐磨性计算主要是限制螺纹工作面的比压p。

1. 滑动螺旋运动关系



图 11.16 是最简单的滑动螺旋传动。其中螺母 3 相对支架 1 可作轴向移动。设螺杆的导程为 S ,螺距为 p ,螺纹线数为 n ,因此螺母的位移 L 和螺杆的转角 φ (rad) 有如下关系:

$$L = \frac{S}{2\pi}\varphi = \frac{np}{2\pi}\varphi$$

(11.37)

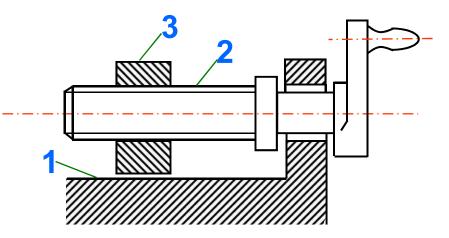


图11.16 简单的滑动螺旋传动

图 11.17 是一种 差动滑动螺旋传动, 螺杆 2 分别与支架 1、 螺母3组成螺旋副 A和 B,导程分别 为 S_A 和 S_R ,螺母3 只能移动不能转动。 若左、右两段螺纹 的螺旋方向相同, 则螺母3的位移L与螺杆 2 的转角 φ (rad) 有如下关系:

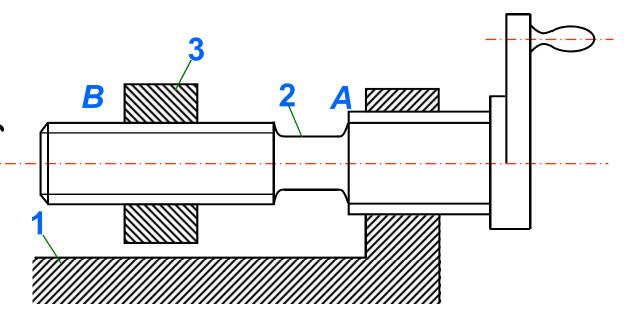


图11.17 差动滑动螺旋传动

$$L = (S_A - S_B) \frac{\varphi}{2\pi}$$

(11.38)

М

由式(11.38)可知,若A、B 两螺旋副的导程 S_A 和 S_B 相差极小时,则位移L也很小,这种差动滑动螺旋传动广泛应用于各种微动装置中。

若图 11.17 两段螺纹的螺旋方向相反,则螺杆 2 的转角 φ 与螺母 3 的位移 L 之间的关系为

$$L = (S_A + S_B) \cdot \frac{\varphi}{2\pi} \tag{11.39}$$

这时,螺母3将获得较大的位移,它能使被联接的两构件快速接近或分开。这种差动滑动螺旋传动常用于要求快速夹紧的夹具或锁紧装置中,例如钢索的拉紧装置,某些螺旋式夹具等。



2. 滑动螺旋的材料

为了减轻滑动螺旋的摩擦和磨损,螺杆和螺母的材料除应具有足够的强度外,还应具有较好的减摩、耐磨性;由于螺母的加工成本比螺杆低,且更换较容易,因此应使螺母的材料比螺杆的材料软,使工作时所发生的磨损主要在螺母上。

М

对于硬度不高的螺杆,通常采用45、50钢;对于硬度较高的重要传动,可选用 T12、65Mn、40Cr、40WMn、18CrMnTi等,并经热处理以获得较高硬度;对于精密螺杆,要求热处理后有较好的尺寸稳定性,可选用9Mn₂V、CrWMn、38CrMoAlA等。

螺母常用材料为青铜和铸铁。要求较高的情况下,可采用 ZCuSn10P1 和 ZCuSn5Pb5Zn5; 重载低速的情况下,可用无锡青铜 ZCuAl9Mn2; 轻载低速的情况下,可用耐磨铸铁或铸铁。

V

滑动螺旋传动的结构, 主要是指螺杆和螺母的固定 与支承的结构形式。图 11.18 为螺旋起重器(千斤 顶)的结构,螺母5与机架 一起静止不动,而螺杆 7 则 既转动又移动,单向传力 (外载荷Q向下作用)。

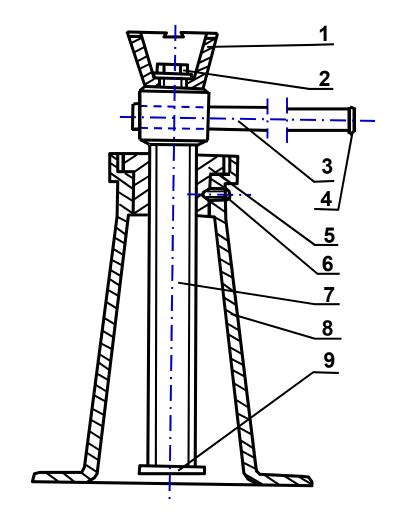
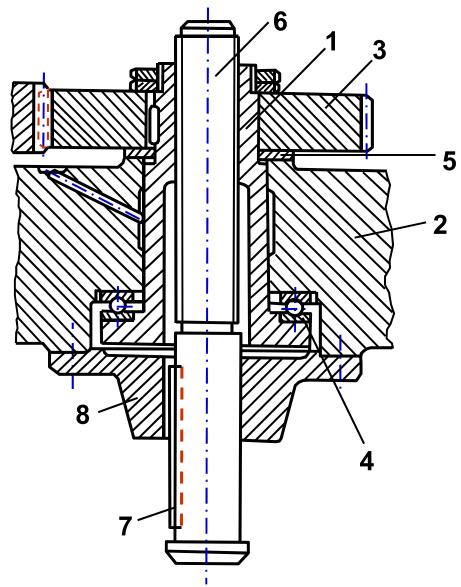


图11.18 螺旋起重器

图11.19的结构,螺母转动,螺杆移动,单向传力

(外载荷Q向上作用)。



11.19 螺母转动螺杆移动



3. 滑动螺旋传动的设计计算

(1) 耐磨性计算

如图 11.20 所示,设作用在螺杆上的轴向力*F*在被旋合螺纹上均匀承在被旋合螺纹工作面应满受,则螺纹工作面应满足下面的耐磨性条件:

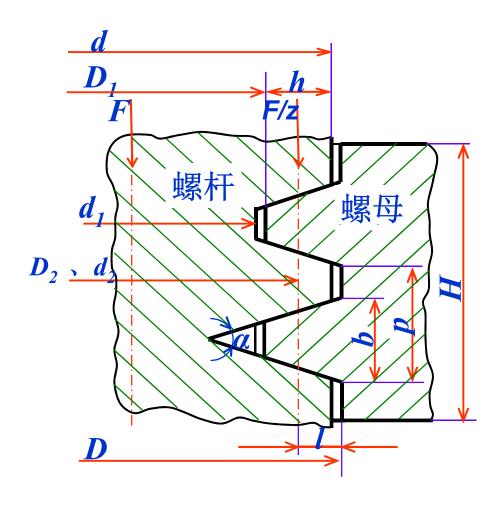


图11.20 螺旋副的受力

М

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d_2 hz} \le [p]$$
 (11.40)

式中,A—— 螺纹承压面积, mm^2 , $A = \pi d_2 hz$;

 d_2 ——螺纹中径,mm;

z —— 螺纹的工作圈数,z = H/P,这里,H 为螺母高度,

mm;

P—— 螺距, mm;

h —— 螺纹的接触高度,mm; 对梯形和矩形螺纹,h = 0.5P; 对锯齿形螺纹,h = 0.75P;

[p] — 材料的许用压强, MPa, 见附表 4.1。



将式(11.40)变换,可对滑动螺旋进行设计。 若令 $\phi = H/d_2$,即 $H = \phi d_2$,则设计式为

$$d_2 \ge \sqrt{\frac{FP}{\pi\phi \ h[\ p\]}} \tag{11.41}$$

为使载荷分布比较均匀,螺纹的工作圈数不宜大于 10。因整体式螺母磨损后间隙不能调整,取 $\phi=1.2\sim2.5$;对于剖分式螺母或受载较大时,可取 $\phi=2.5\sim3.5$;当传动精度较高,载荷较大,要求寿命较长时,允许取 $\phi=4$ 。

М

(2) 螺杆的强度校核

螺杆受力较大时需要进行强度校核。如果螺杆同时受轴向力 F 和转矩 T 作用时,螺杆危险剖面上既有压缩(或拉伸)应力,也有剪切应力。按第四强度理论,应满足下面的强度条件:

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d_1^3}\right)^2}$$

$$\leq [\sigma]$$
(11.42)

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d_1^3}\right)^2}$$

$$\leq [\sigma]$$
(11.42)

式中, T—— 螺栓所受的转矩, \mathbf{N} · \mathbf{mm} , $T = F \tan(\psi + \rho_v) \frac{a_2}{2}$; ψ —— 螺纹升角;

 ρ_v — 当量摩擦角, $\rho_v = \arctan \frac{f}{\cos \beta}$;

f — 摩擦系数, 见附表 4.2;

 β —— 牙侧角,对称牙型的牙侧角 $\beta = \alpha/2$,而锯齿形螺纹的工作面牙侧角为3°,非工作面的牙侧角为30°;

 d_1 、 d_2 — 螺杆螺纹的小径、中径,mm;

 $[\sigma]$ —— 螺杆材料的许用应力,MPa,见附表 4.3。



(3) 螺纹牙的强度校核

螺母的螺纹牙多发生剪切与弯曲破坏,需校核其螺纹牙的强度。将螺母的一圈螺纹沿螺纹大径 D 展开(图 11.21),则可看作宽度为 πD 的悬臂梁。设平均压力 F/z

作用在螺纹中径 D_2 圆周上。则螺纹牙根部应满足下面的剪切强度条件:

$$\tau = \frac{F}{\pi Dbz} \le [\tau]$$

(11.43)

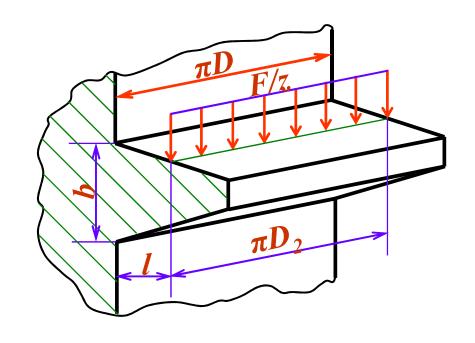


图11.21 螺母螺纹圈受力

M

类似可得到应满足的弯曲强度条件为

$$\sigma_b = \frac{F/z \cdot l}{W} = \frac{F/z \cdot l}{\pi D b^2 / 6} = \frac{6Fl}{\pi z D b^2} \le [\sigma_b]$$
 (11.44)

式中, b —— 螺纹牙根部宽度,mm; 对矩形螺纹,b = 0.5P; 梯形螺纹,b = 0.65P; 锯齿形螺纹 b = 0.75P;

l—— 弯曲力臂,mm, $l = (D-D_2)/2$;

[7] —— 螺母材料的许用剪切应力,MPa,见附表 4.3;

 $[\sigma_b]$ — 螺母材料的许用弯曲应力,MPa,见附表 4.3。

若校核螺杆螺纹牙时,则式(11.43)和(11.44)中的D 应改为 $d_{\rm l}$, $l=(d-d_2)/2$



(4) 自锁条件校核

对于要求自锁的螺旋传动,应满足如下的自锁条件

$$\psi \le \rho_v \tag{11.45}$$

为安全起见,宜取螺纹升角 $\psi \leq \rho_v = (1^\circ \sim 1.5^\circ)$ 。

W

(5) 螺杆的稳定性校核

对于长径比大的受压螺杆,还应对其进行压杆稳定性校核。这时,螺杆应满足如下的稳定性条件:

$$\frac{F_{cr}}{F} \ge S \tag{11.46}$$

式中, F_{cr} ——螺杆的临界轴向压力,N;

F—— 螺杆所受的轴向压力,N;

S —— 螺杆稳定性安全系数;对传力螺旋, $S = 3.5 \sim 5.0$;对传导螺旋, $S = 2.5 \sim 4.0$;对精密螺杆或水平螺杆,S > 4。

11.3.3 滚动螺旋传动简介

滑动螺旋传动虽有很多优点,但传动精度还不够高,低速或微调时可能出现运动不稳定现象,不能满足某些机械的工作要求。为此可采用滚动螺旋传动。

滚动螺旋传动是在螺杆和螺母的螺纹滚道内连续填装滚珠作为滚动体,使螺杆和螺母间的滑动摩擦变成滚动摩擦。螺母上有导管或反向器,使滚珠能循环滚动。

滚珠的循环方式分为外循环和内循环两种,滚珠在回路过程中离开螺旋表面的称为外循环。外循环加工方便,但径向尺寸较大。滚珠在整个循环过程中始终不脱离螺旋表面的称为内循环。



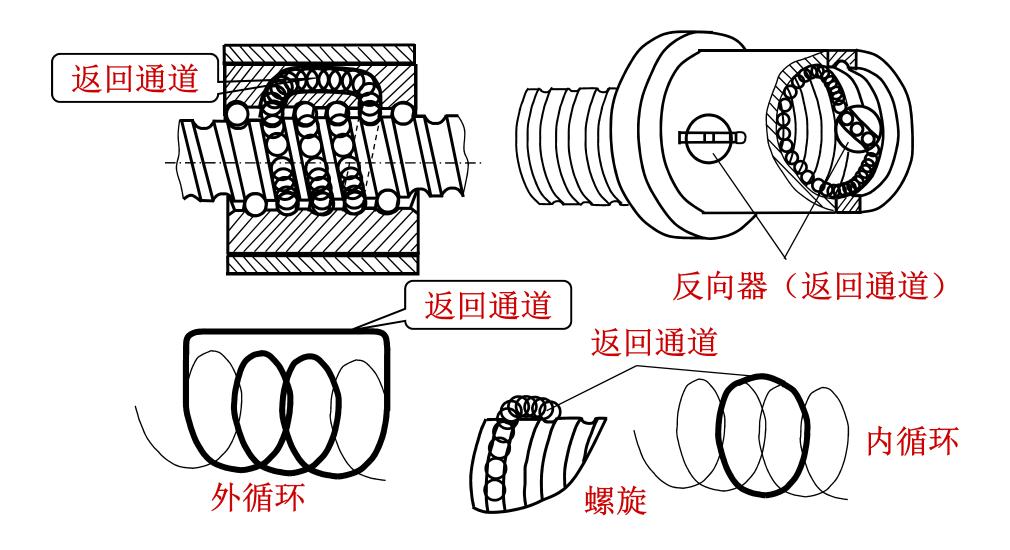


图11.22 滚动螺旋传动

滚动螺旋传动的特点:

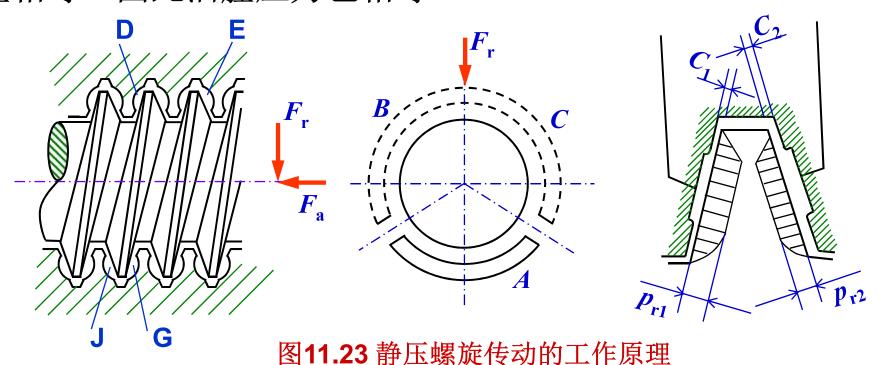
- ◇ 效率高,一般在90%以上;
- ◇ 利用预紧可消除螺杆与螺母之间的轴向间隙,可得到较高的传动精度和轴向刚度;
- ◇静、动摩擦力相差极小,起动时无颤动,低速时运动仍很稳定;
- ◇ 工作寿命长;
- ◇ 具有运动可逆性,即在轴向力作用下可由直线移动变为转动;
- ◇ 为了防止机构逆转、需有防逆装置;
- ◇ 滚珠与滚道理论上为点接触,不宜传递重载荷,抗冲击性能较差;
- ◇ 结构较复杂; 材料要求较高;
- ◇制造较困难。

滚动螺旋传动主要用于对传动精度要求高的场合,如精密机床中的进给机构等。

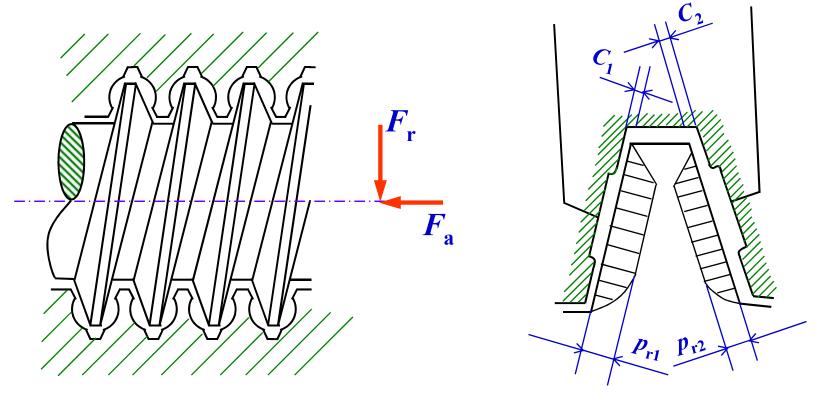


11.3.4 静压螺旋传动简介

压力油通过节流阀由内螺纹牙侧面的油腔进入螺纹副的间隙,然后经回油孔(虚线所示)返回油箱。当螺杆不受力时,螺杆的螺纹牙位于螺母螺纹牙的中间位置,处于平衡状态。此时,螺杆螺纹牙的两侧间隙相等,经螺纹牙两侧流出的油的流量相等。因此油腔压力也相等。



当螺杆受轴向力 F_a (图11.23a)作用而向左移动时,间隙 C_1 减小、 C_2 增大(图11.23c),由于节流阀的作用使牙左侧的压力大于右侧,从而产生一个与 F_a 大小相等方向相反的平衡反力,从而使螺杆重新处于平衡状态。



当螺杆受径向力 F_r 作用而下移时,油腔 A 侧隙减小, B、C 侧隙增大(图11.23b),由于节流阀作用使 A 侧油压增高,B、C 侧油压降低,从而产生一个与 F_r 大小相

等方向相反的平衡 反力,从而使螺杆 重新处于平衡状态。

(**b**)

图11.23 静压螺旋传动的工作原理

当螺杆一端受一径向力 $F_{\rm r}$ (图11.23a)的作用形成一倾复力矩时,螺纹副的E和J侧隙减小,D和G侧隙增大,同理由于两处油压的变化产生一个平衡力矩,使螺杆

处于平衡状态。因 此螺旋副能承受轴 向力、径向力和径 向力产生的力矩。

(a)

图11.23 静压螺旋传动的工作原理



11.4 弹性啮合与摩擦耦合传动简介

啮合与摩擦 是机械传动的两种重要的基本形式。长期以来,机械传动多是以啮合或摩擦传动相互独立形式为主,而对这两种传动形式的耦合传动研究工作开展甚少。随着电子、轻工等产业的迅速崛起,现在更多的传动是以运动传递为主,因此,需要更方便灵活的机械传动方法以减少生产投入、降低生产成本和提高生产效率。



啮合传动的主要形式有*齿轮传动*和*链传动*。它们的传动是通过一对或数对齿一齿或齿一槽的啮合实现的。*啮合传动有确定的传动比,并能传递较大的动力,但一般要求传动副的加工精度高,因此造价也高。*

摩擦传动的主要形式有*带传动和摩擦轮传动及制动*。 其传动是通过具有一定摩擦系数的表面在接触压力下所产 生的摩擦力来实现的。由于存在滑移,*摩擦传动的瞬时传* 动比一般是变化的。



11.4.1 弹性啮合与摩擦传动副基本结构

图 11.24 是弹性啮合与摩擦传动副的表面结构。这种结构的特点是:切向阻力是由啮合和摩擦共同引起的。除了微结构中存在摩擦力外,微结构的啮合也不完全是齿轮传动或链传动意义下的啮合。因为,任意时刻的传动不是单靠一个或几个微结构的啮合完成,而是通过大量的微结

构弹性啮合所实现。另外, 相啮合的结构会发生明显 的弹性变形,甚至部分发 生脱离,这在通常的啮合 中是不允许的。

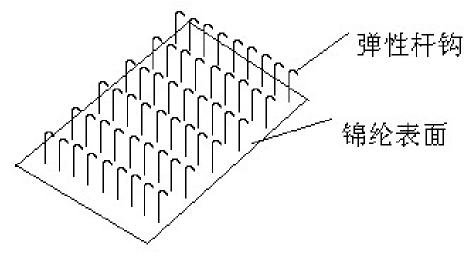


图11.24 传动副的表面结构



当这样的两个表面作为传动副接触时,它们表面上的 大量钩、杆或环相互啮合或摩擦,使两表面间产生很大的 切向阻力。当切向动力不大于微结构可提供的总切向阻力 时,两表面就会同向运动从而实现传动。受力的微结构将 会发生弹性变形。而当切向动力大于总阻力时,两表面将 产生相对运动,发生打滑。图 11.25 是这种传动方式的原 理图。因此,利用这一原理可以构成既具有弹性啮合特性 同时又具有摩擦特性的传动。

我们把这种新型传动方 式称为*弹性啮合与摩擦 耦合传动*。



图11.25 弹性啮合与摩擦耦合传动原理图



11.4.2 工作原理及应用

- 1. 长距离传动
- (1) 工作原理

如图 11.26 所示,这种传动方式类似于带传动。

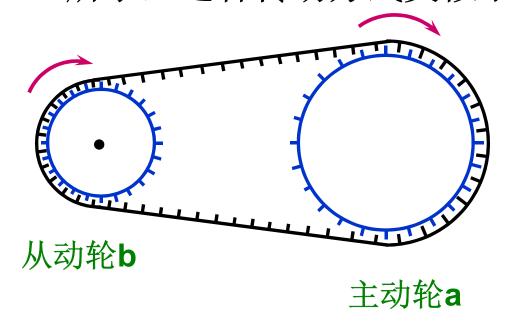


图11.26 弹性啮合与摩擦耦合长距离传动

由于它是通过弹性齿来进行传动,所以在正常工作情况下,它具有瞬间传动比准确的优点。另外,对传动比的限制范围要比带传动小(带传动有小轮包角≥120°的要求)。同样当过载时,它也会象带传动那样发生打滑,实施过载保护功能。另外这种方式的传动距离可以较远。

当该传动方法以类似于带传动方式实现传动时,可传递的动力计算应当以小轮为主。因为小轮不仅直径小,而且包角也小。其啮合有效面积为:

$$A = Bd\alpha/2 \tag{11.47}$$

式中,B ——宽度;d —— 小轮直径; α —— 小轮包角。

M

在这一有效面积下的传递力D为:

$$D = pnAP_{\text{max}} + F_{\text{max}} \tag{11.48}$$

式中,p——啮合概率;n——齿密度;A由式(11.47)确定; P_{max} ——一对弹性钩可传递的啮合力; F_{max} ——表面的总摩擦力。

(**2**) 应用实例

弹性啮合与摩擦耦合传动已成功用于小型台钻、打印机等设备的传动中。

① *小型台钻的传动* 如图 11.27 为该传动应用于小型台钻的图片。电机转速为1450 转/分。该台钻原采用 V 带传动。考虑到加

工方便,用合金铝制成两带轮,通过紧配合套在轴承上。弹性啮合与摩擦传动副采用锦纶搭扣的带钩面。将其粘接在轮的工作面上。传动带采用同样的材料直接套在两个轮上。开机实验成功,实验结果表明:台钻工作稳定,钻头比用普通带传动更有力,但略有噪音,而成本则大大减少。

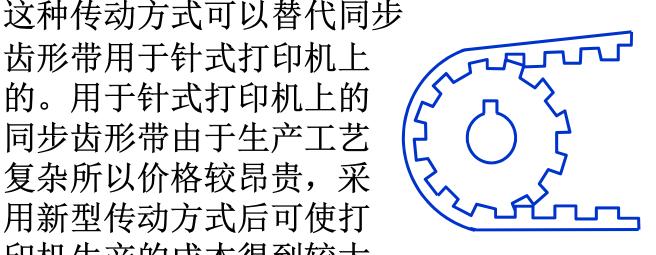


图11.27 弹性啮合与摩擦耦合传动在小钻床上的应用

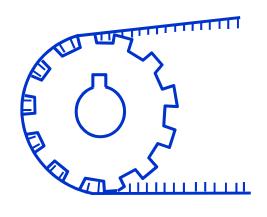
②*打印机的传动* 这种传动方式类似同步带传动,其工作 原理如图 11.28b 所示。它的优点是不需要加工非常准确的同 步带,当夹纸或卡住时,该传动还具有过载保护特性。由于改 装时无须更换原来的齿轮,因此使用方便。

将打印机驱动打印头的同步齿型带替换成弹性啮合与摩擦传 动副,直接与固联在电机轴端上的塑料齿轮啮合。装配完毕进行 实验,用这个打印机打印了一段文字,效果和改装前一致。说明

齿形带用于针式打印机上 的。用于针式打印机上的 同步齿形带由于生产工艺 复杂所以价格较昂贵,采 用新型传动方式后可使打 印机生产的成本得到较大 下降。



原传动方式



(b) 现传动方式

图11.28 半弹性啮合传动

M

动。

2. 短距离传动

(1) 传动原理

弹性啮合与摩擦耦合传动也可以应用于短距离传动。 这时,它类似于齿轮传动或摩擦轮的传动方式,如图 11.29 所示。这时,传动表面不需要象齿轮那样要求加工 得很精确。另外,即使有个别弹性齿不能正常工作,也不 会导致整个传动失效。因此,节约了大量的费用和时间。 另外,当负荷过载时,它会象 摩擦轮那样发生打滑, 实施过载保护功能。这 种方式适用于短距离传

主动轮D

从动轮E

图11.29 弹性啮合与摩擦耦合短距离传动



该传动以齿轮传动方式实现传动时,主要应计算出有效啮合面积。为此,先计算有效啮合高度。当两传动表面作用时,有效接触高度 [h] 应为:

$$[h] = k(h_1 + h_2) \tag{11.49}$$

式中, h_1 、 h_2 ——两表面弹性体高;k——啮合系数,0 < k < 1。



当 $h_1 = h_2$ 时,可近似取 [h] = 4h/3。这样在圆柱的啮合中,可计算出其有效啮合长度为:

$$[h] - h_0 = \frac{x^2}{2R} \tag{11.50}$$

或

$$x = \sqrt{2R([h] - h_0)}$$
 (11.51)

式中, h_0 — 表面间隙; R — 圆柱等效半径; x — 有效啮合长度。



则有效啮合面积为:

$$A = Bx = B\sqrt{2R([h] - h_0)}$$
 (11.52)

式中, B — 圆柱的宽度。

传递动力仍按式(11.48)计算。

$$D = pnAP_{\text{max}} + F_{\text{max}} \tag{11.48}$$



(2)应用实例

图11.30 是利用弹性啮合与摩擦耦合传动改造的 JD-4 型润滑实验台。原装置是通过带传动来传递运动的。改造时将两个带轮槽填平,然后贴上一圈啮合传动带,使其成为两个弹性啮合与摩擦传

动轮。经过连续运转,该 装置工作正常。说明该新 型传动不仅可以代替齿轮 传动, 在低转速、低功率 情况下还可以进行类似于 离合器的操作进行动态啮 合,冲击很小,温升也很 低。在实验过程中,还发 现当增大接触力时,转速 反而降低,这说明主要传 动的啮合力随压力增大会



有所降低。

图11.30 弹性啮合与摩擦耦合传动在润滑实验台中的应用



通过上面的分析和应用可以看出:弹性啮合与摩擦耦合传动可以较好地完成运动的传递和一些小动力的传递,但对一些较大动力的传递还是受到一定限制。如果能够采用弹性金属材料、直径较大的锦纶或加大排列的密度等措施,有可能进一步提高其传递动力的能力。弹性啮合与摩擦耦合传动作为一种新型的机械传动方式是完全可行的。它既具有啮合与摩擦的共性,也具有自己的特性。

与传统的传动方式相比,它的优点有:

① 同时具有啮合传动和摩擦传动的特点,并可在短距、长距传动,制动或离合和特殊的运动(如非圆运动)等传动方面应用;

- ② 由于传动利用了群体单元作为传动媒介,因此可以避免一般啮合传动中因单个单元失效导致整体传动失效的情况;
- ③ 弹性群体结构既保证了传动副在无须精确加工的条件下具有良好的嵌入性,又具有结构简单、重量轻、制造及安装容易、成本低、使用方便和维护方便等优点;
- ④ 所采用的非金属传动材料本身已经具有一定的减摩和耐磨作用,因此可少用或不用润滑剂,有利于环境的保护。