



重点学习内容

1. 带传动的工作原理
2. 带传动的受力分析、失效形式及设计准则
3. 普通V带传动的参数选择和设计计算
4. 链传动的工作原理





带传动

研究对象：以普通V带为主

研究内容：带传动的工作原理、特点、应用及标准，分析普通带传动的失效形式与设计准则，设计的思路和方法，以及使用和维护方面应注意的问题。

重点：普通带传动的设计计算





带传动和链传动都是利用挠性元件（带和链）传递运动和动力的机械传动，适于两轴中心距较大的场合。

第一节 带传动概述

带传动常用在传递中心距大的场合，传递的功率 $<50\text{kW}$ ，传动比常用 <5

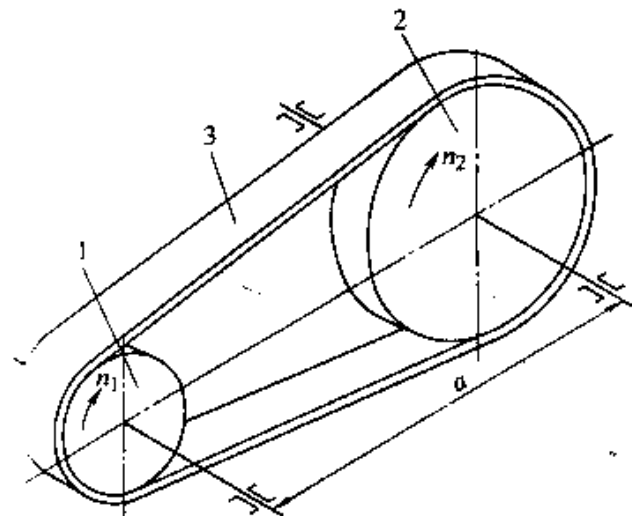
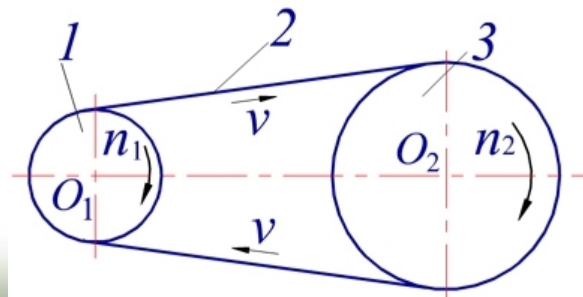


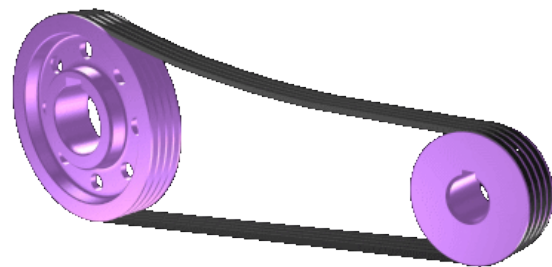
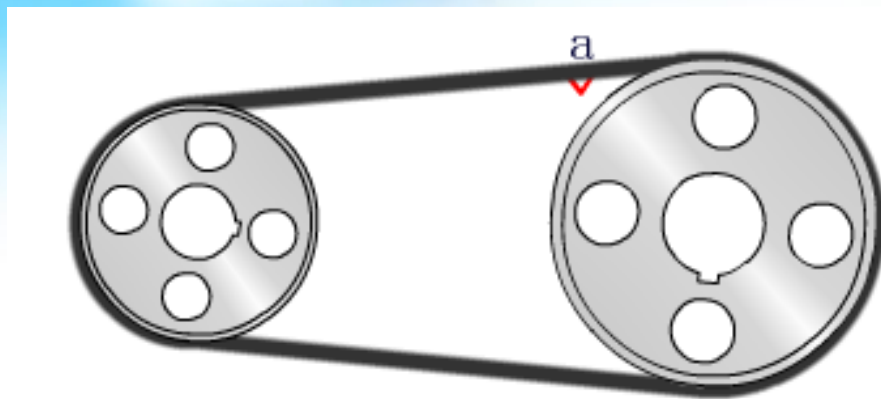
图 6-1 带传动简图

1—主动轮 2—从动轮 3—封闭环形带

一、带传动的组成及带的类型

固联于主动轴上的带轮1(主动轮)；
固联于从动轴上的带轮3(从动轮)；
紧套在两轮上的传动带2。





V带传动

如图所示，带传动一般是由主动轮、从动轮、紧套在两轮上的传动带及机架组成。当原动机驱动主动带轮转动时，由于带与带轮之间摩擦力的作用，使从动带轮一起转动，从而实现运动和动力的传递。

工作原理：摩擦传动

工程中多用作减速传动



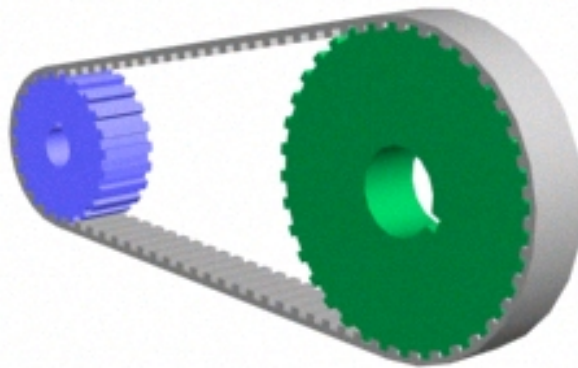
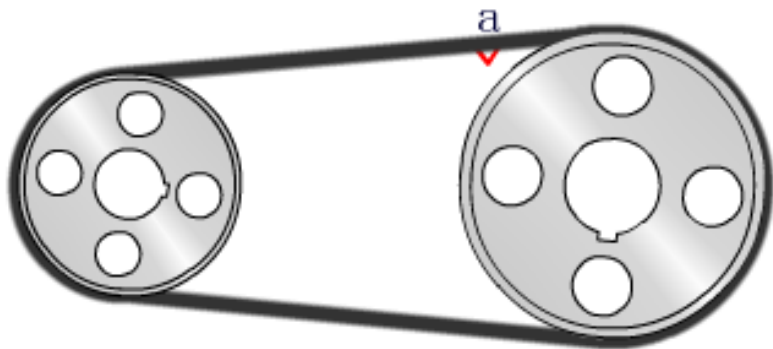


2. 带传动的类型

按传动原理分：

(1) **摩擦带传动**：靠传动带与带轮间的摩擦力实现传动，当主动轮转动时，由于带和带轮间的摩擦力，便拖动从动轮一起转动，并传递动力，如V带传动、平带传动等；

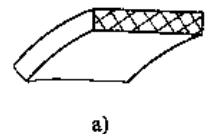
(2) **啮合带传动**：靠带内侧凸齿与带轮外缘上的齿槽相啮合实现传动，当主动轮转动时，由于带和带轮间的啮合，便拖动从动轮一起转动，并传递动力，如同步带传动。



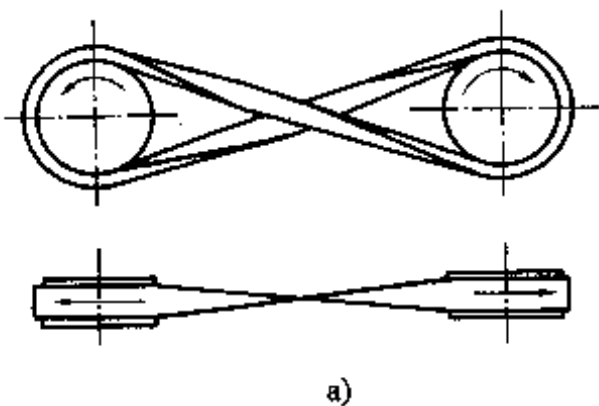


带传动的类型

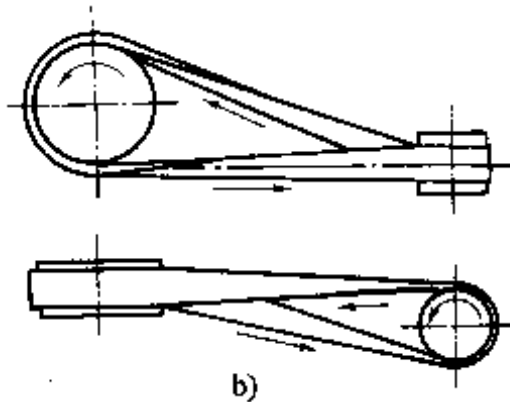
按传动带的截面形状分



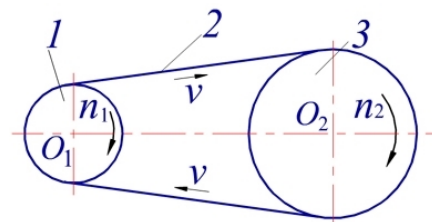
(1) **平带:** 平带的截面形状为矩形，内表面为工作面。



转向相反



转向交错



转向相同

图 6-3 平带传动
a) 交叉传动 b) 半交叉传动



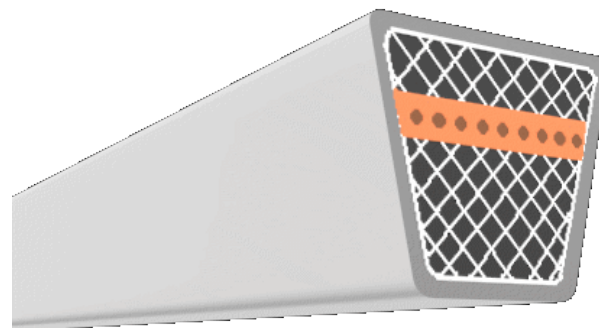
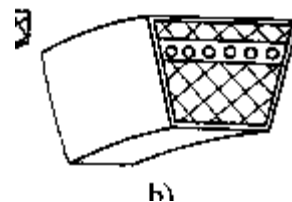
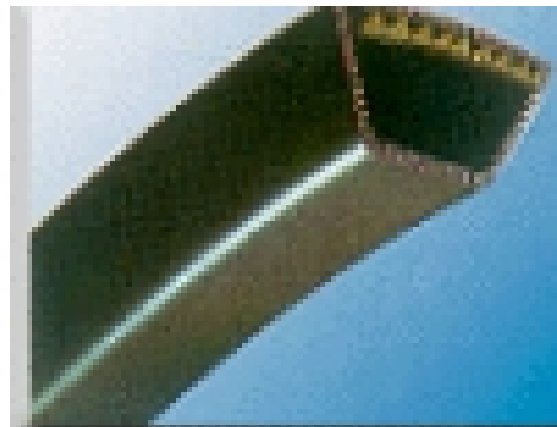


平带传动，结构简单，带轮也容易制造，在传动中心距较大的场合应用较多。





(2) V 带：
截面形状为等腰梯形，两侧面为工作表面。带与轮槽槽底不接触



普通 V 带绳芯





平带工作面和 V 带工作上的正压力分别为

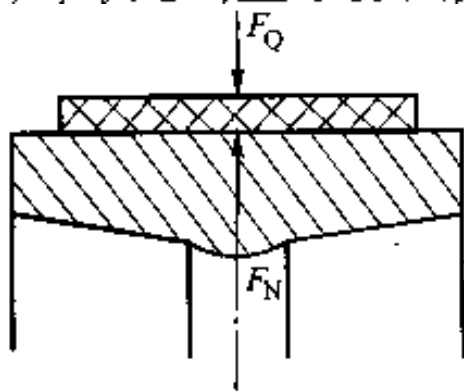
$$F_N = F_Q \text{ 和 } 2F'_N = \frac{F_Q}{\sin \frac{\varphi}{2}}$$

平带传动和 V 带传动产生的摩擦力分别为

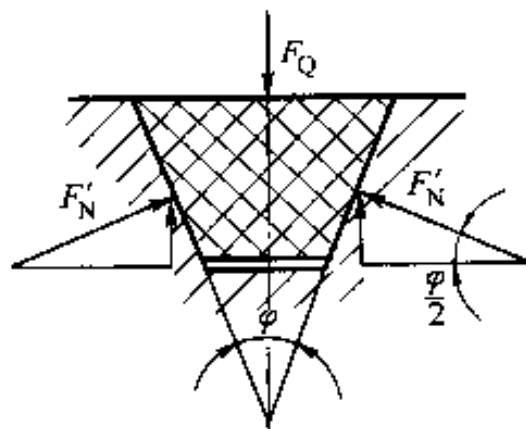
$$F_{\mu} = \mu F_N = \mu F_Q \quad \text{和} \quad F'_{\mu} = 2\mu F'_N = \frac{\mu}{\sin \frac{\varphi}{2}} F_Q = \mu_v F_Q$$

式中， φ 是 V 带轮槽角； μ_v 是当量摩擦因数。

在一般机械传动中，应用最广的带传动是 V 带传动，在同样的张紧力下 V 带传动较平带传动能产生更大的摩擦力。



a)



b)

图 6-4 平带、V 带与带轮间受力的比较



第六章 带传动和链传动

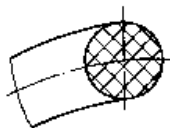


(3) **多楔带**：它是在平带基体上由多根V带组成的传动带，兼有平带传动和V带传动的优点，柔韧性好、摩擦力大，主要用于传递大功率而结构要求紧凑的场合。



多楔带

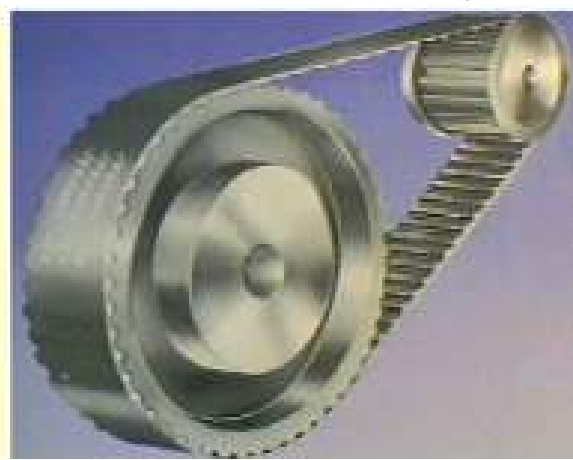
(4) **圆形带**：横截面为圆形。只用于小功率传动。



(5) **齿形带（同步带）**：同步带传动是一种啮合传动，具有的优点是：无滑动，能保证固定的传动比；带的柔韧性好，所用带轮直径可较小



e)





带传动的类型

按用途分

- (1) **传动带** 传递动力用
- (2) **输送带** 输送物品用。

本章仅讨论传动带。





二、带传动的特点及应用

1. 能吸收振动，缓和冲击，传动平稳，噪音小；
2. 过载时，带会在带轮上打滑，防止其他机件损坏，起到过载保护作用；
3. 结构简单，制造、安装和维护方便，成本低；
4. 带与带轮之间存在一定的弹性滑动，故不能保证恒定的传动比，传动精度和传动效率低；
5. 适于两轴中心距较大的传动。
 - a. 由于带工作时需要张紧，带对带轮轴有很大的压轴力；
 - b. 带传动装置外廓尺寸大，结构不够紧凑；
 - c. 带的寿命较短，传动效率较低，需要经常更换；
 - d. 不适用于高温、易燃及有腐蚀介质的场合。





带传动的应用

摩擦带传动适用于要求传动平稳、传动比要求不准确、中小功率的远距离传动。



拖拉机



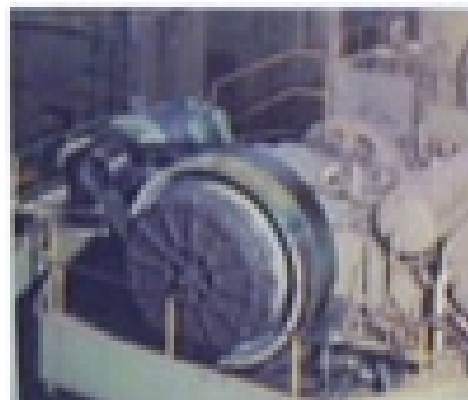
轿车发动机



机器人关节



大理石切割机



车身冲压机





第二节 普通V带传动的结构及尺寸参数

V带有普通V带、窄V带、宽V带、汽车V带、大楔角V带等。其中以窄V带应用较广，普通V带应用最广。

一、普通V带的结构和规格

按抗拉体的不同分为绳芯V带和帘布芯V带两种形式。

带的表层是橡胶帆布制成的包布

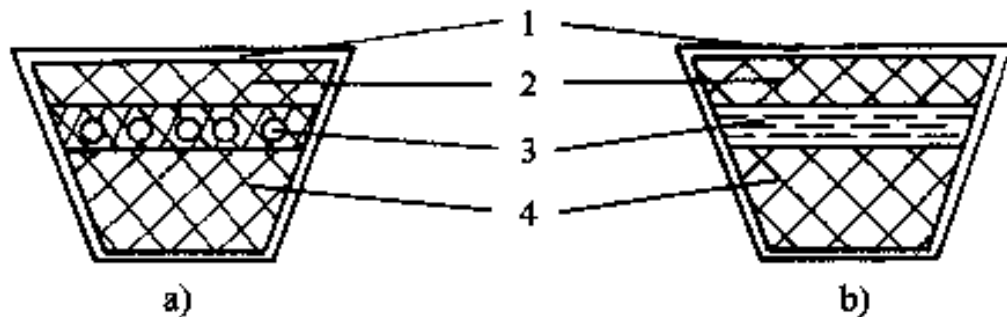


图 6-5 普通 V 带的结构形式

a) 绳芯 V 带 b) 帘布芯 V 带

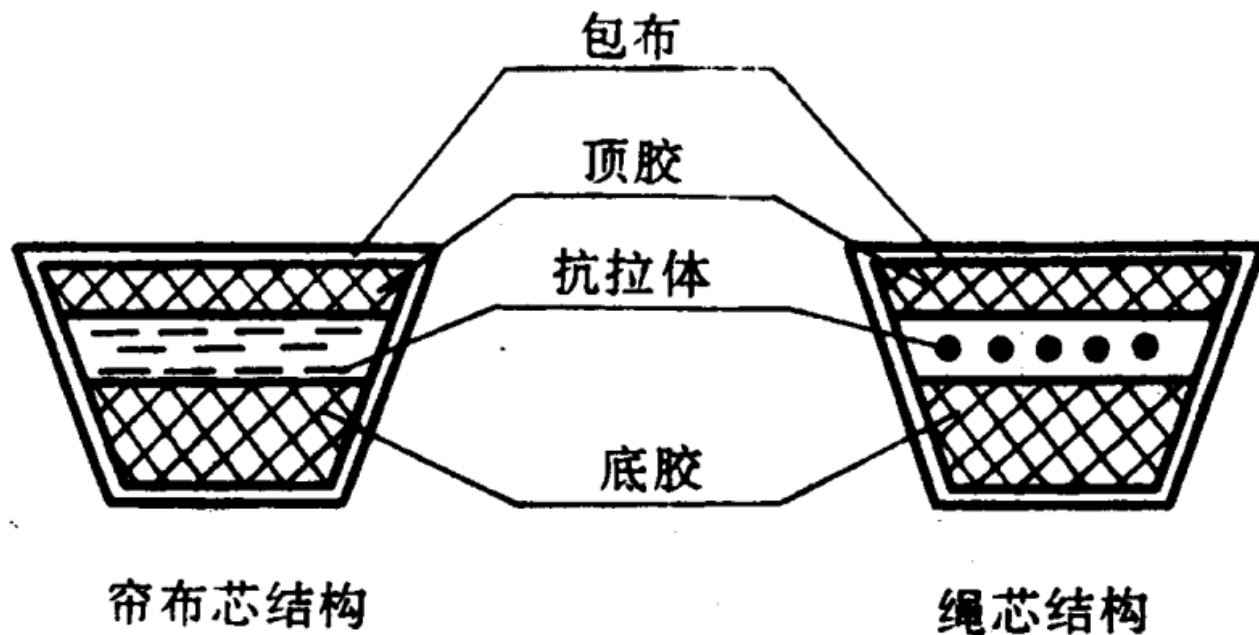
1—包布 2—顶胶 3—抗拉体 4—底胶





V带的规格标准

普通V带已标准化，按截面尺寸从小到大可分为Y、Z、A、B、C、D、E七种型号。标准V带都制成无接头的环形带，其横截面结构如图所示。抗拉体的结构形式有帘布结构和绳芯结构。



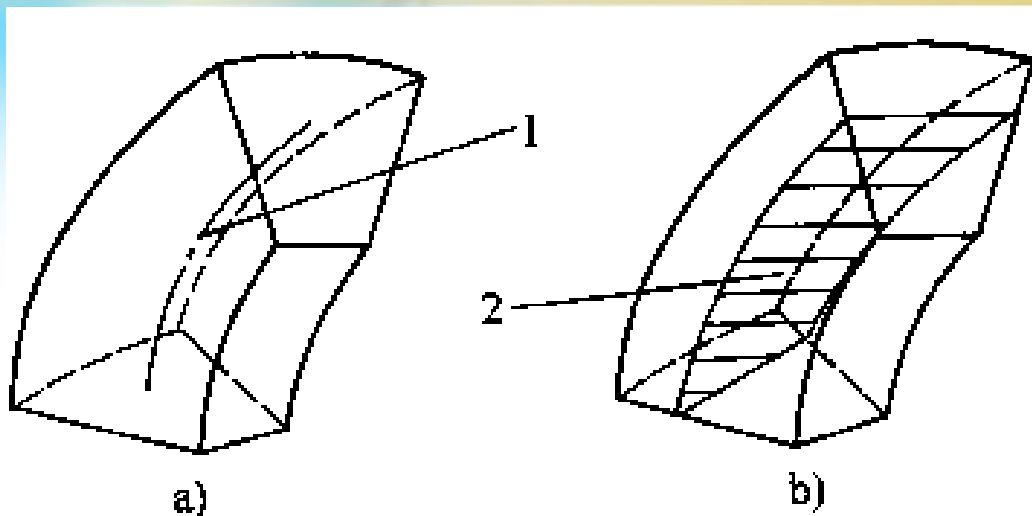


图 6-6 普通 V 带的节线与节面

1—节线 2—节面

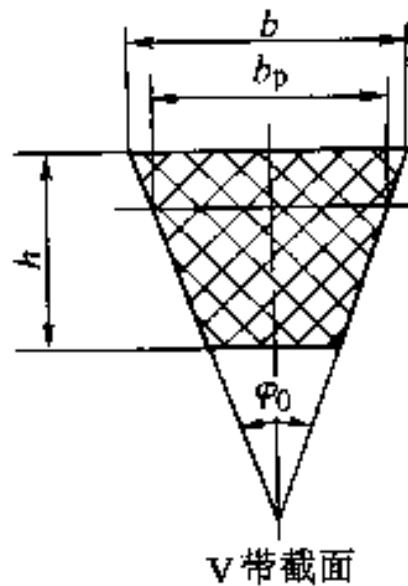
当 V 带在带轮上弯曲时，带中保持原有长度不变的周线称为节线（图 6-6a）。由全部节线组成的面称为节面（图 6-6b），带的节面宽度称为节宽，以 b_p 表示。带在弯曲时，节宽保持不





表 6-1 普通 V 带和带轮轮槽截面的基本参数和尺寸

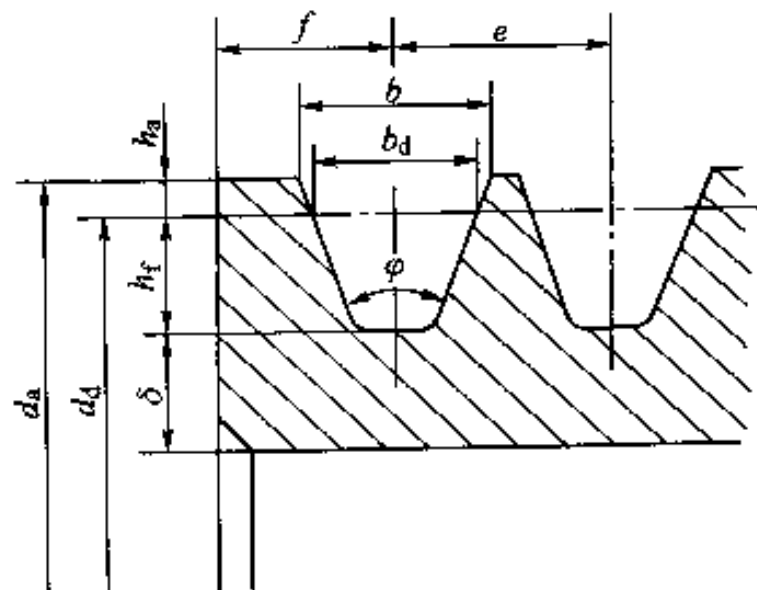
V 带截型	Y	Z	A	B	C	D	E
带参数							
顶宽 b	6.0	10.0	13.0	17.0	22.0	32.0	38.0
节宽 b_p	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
高度 h	4.0	6.0	8.0	11.0	14.0	19.0	25.0
楔角 φ_0	40°						
单位带长的质量 $q / (\text{kg}\cdot\text{m}^{-1})$	0.02	0.06	0.10	0.17	0.30	0.63	0.92



第六章 带传动和链传动



V带截型		Y	Z	A	B	C	D	E	
基准宽度 b_d		5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0	
顶宽 $b \approx$		6.3	10.1	13.2	17.2	23.0	32.7	38.7	
基准线上槽高 h_{\min}		1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6	
基准线下槽高 h_{\max}		4.7	7.0	8.7	10.8	14.3	19.9	23.4	
槽间距 e		8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7	
第一槽对称面至带轮端面的距离 f_{\min}		7 ± 1	8 ± 1	10 ± 1	12.5 ± 1	17 ± 1	23 ± 1	29 ± 1	
轮缘厚度 δ_{\min}		5	5.5	6	7.5	10	12	15	
轮槽角 α	32°	相应的基准直径 d_d	≤ 60	—	—	—	—	—	
	34°		—	≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315	—	
	36°		> 60	—	—	—	—	≤ 475	≤ 600
	38°		—	> 80	> 118	> 190	> 315	> 475	> 600
	极限偏差		$\pm 1^\circ$			$\pm 30'$			
的外径 d_a		$d_a = d_d + 2h_a$							



V带轮轮槽截面

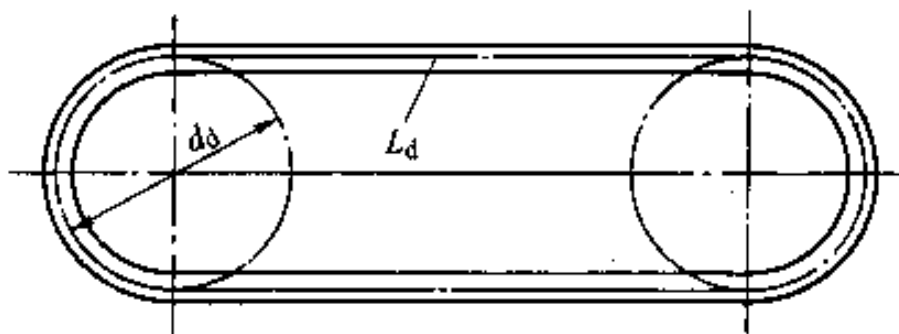
第六章 带传动和链传动



普通 V 带的带高与节宽之比 (h/b_p) 约为 0.7, 楔角 $\varphi_0=40^\circ$ 。

V 带的节线长度称为基准长度, 用 L_d 表示。每种截型的普通 V 带都有系列基准长度以满足不同中心距的需要。各种截型普通 V 带的基准长度及长度修正系数见表 6-2。

表 6-2 普通 V 带的基准长度及长度修正系数



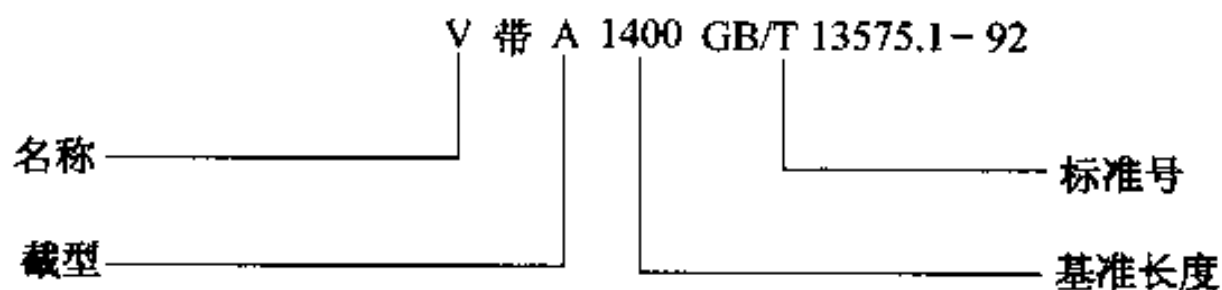
基准长度 L_d/mm	带长修正系数 K_L							基准长度 L_d/mm	带长修正系数 K_L						
	Y	Z	A	B	C	D	E		Y	Z	A	B	C	D	E
								1800		1.18	1.01	0.95	0.86		
200	0.81							2000			1.03	0.98	0.88		
224	0.82							2240			1.06	1.00	0.91		
250	0.84							2500			1.09	1.03	0.93		
280	0.87							2800			1.11	1.05	0.95	0.83	
315	0.89							3150			1.13	1.07	0.97	0.86	
355	0.92							3550			1.17	1.09	0.99	0.89	



400	0.96	0.87				4000		1.19	1.13	1.02	0.91	
450	1.00	0.89				4500			1.15	1.04	0.93	0.90
500	1.02	0.91				5000			1.18	1.07	0.96	0.92
560		0.94				5600				1.09	0.98	0.95
630		0.96	0.81			6300				1.12	1.00	0.97
710		0.99	0.83			7100				1.15	1.03	1.00
800		1.00	0.85			8000				1.18	1.06	1.02
900		1.03	0.87	0.82		9000				1.21	1.08	1.05
1000		1.06	0.89	0.84		10000				1.23	1.11	1.07
1120		1.08	0.91	0.86		11200					1.14	1.10
1250		1.11	0.93	0.88		12500					1.17	1.12
1400		1.14	0.96	0.90		14000					1.20	1.15
1600		1.16	0.99	0.92	0.83	16000					1.22	1.18

注：同种规格的带长有不同的公差，使用时应按配组公差选购。带的基准长度极限偏差和配组公差可查机械设计手册。

普通 V 带标记举例如下：





二、V带轮的材料和结构

V带带轮的结构设计要求

质量小且质量分布均匀；

足够的承载能力；

良好的结构工艺性；

轮槽工作面要精细加工，以减少带的磨损；

各槽的尺寸和角度应保持一定的精度，以使载荷分布较为均匀等。





结构设计： 带轮由轮缘、腹板（轮辐）和轮毂三部分组成。轮缘是带轮的工作部分，制有梯形轮槽。轮毂是带轮与轴的联接部分，轮缘与轮毂则用轮辐（腹板）联接成一整体。V带轮按腹板结构的不同分为以下几种型式：实心带轮、腹板带轮、孔板带轮、轮辐带轮。



直径较小时可采用实心式；中等直径带轮采用腹板式；直径大于350mm时可采用轮辐式。轮毂与轮辐尺寸按经验公式计算，



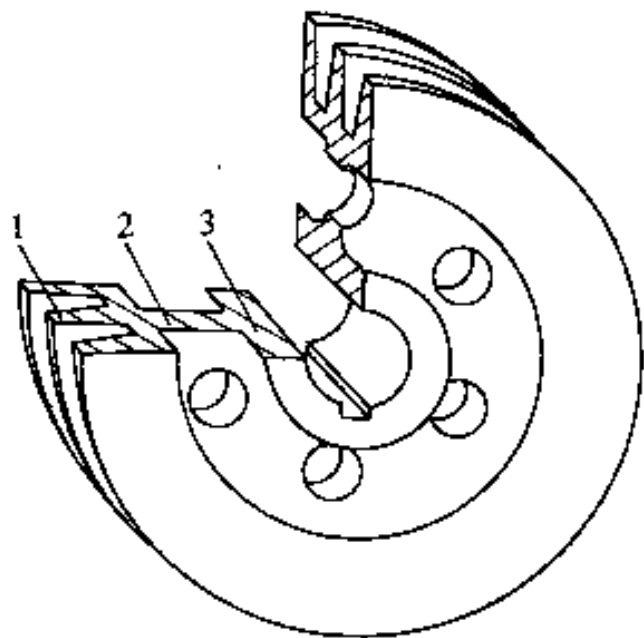


图 6-7 V带轮（腹板式）

表 6-3 V带轮的基准直径系列

(mm)

1—轮缘 2—腹板 3—轮槽

25	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	75	80	(85)	90	(95)	100
112	(118)	125	132	140	150	160	(170)	180	200	(210)	224	(236)	250	
280	(300)	315	(335)	355	(375)	400	(425)	450	(475)	500	(530)	560	(600)	
(670)	710	(750)	800	(900)	1000	1060	1120	1250	1400	1500	1600	(1800)	2000	

括号内的直径尽量不用。

第六章 带传动和链传动



按直径大小不同，V带轮可制成实心式、腹板式或轮辐式等结构形式（图6-8）。当带轮的基准直径 $d_d \leq (2.5 \sim 3)d$ （ d 为轴的直径）时，采用实心式结构；当 $d_d \leq 300\text{mm}$ 时，采用腹板式结构，其中 $d_2 - d_1 \geq 100\text{mm}$ 时，为了便于安装起吊和减轻质量，可在腹板上开孔；当直径很大时，宜采用轮辐式结构。

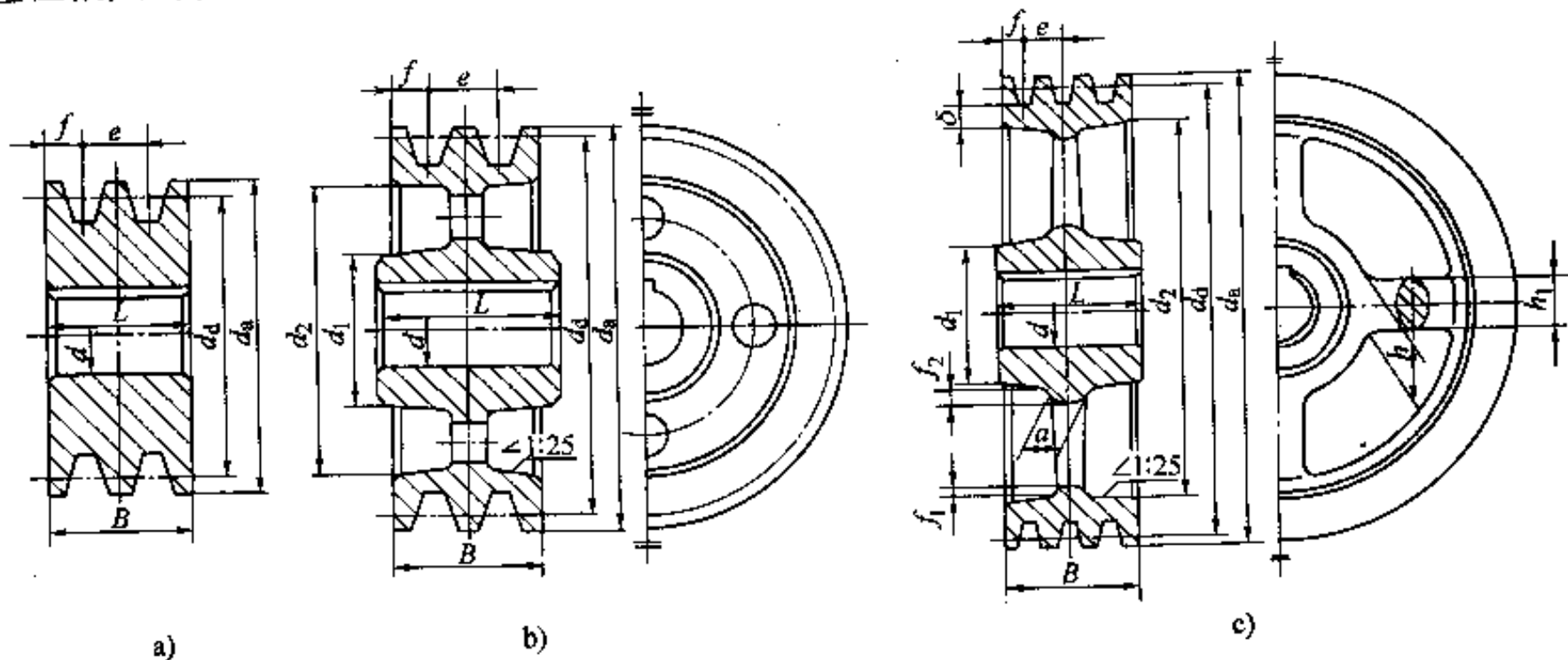


图 6-8 V带轮的各部分结构尺寸

a) 实心式 b) 腹板式 c) 轮辐式

V带轮其他尺寸可按下面的经验公式确定（或查阅机械设计手册），即



V带带轮材料选择

带轮的材料：带轮的材料主要采用铸铁，常用材料的牌号为HT150或HT200，允许的最大圆周速度为25m/s；转速较高时宜采用铸钢（或用钢板冲压后焊接而成）；小功率时可用铸铝或塑料。





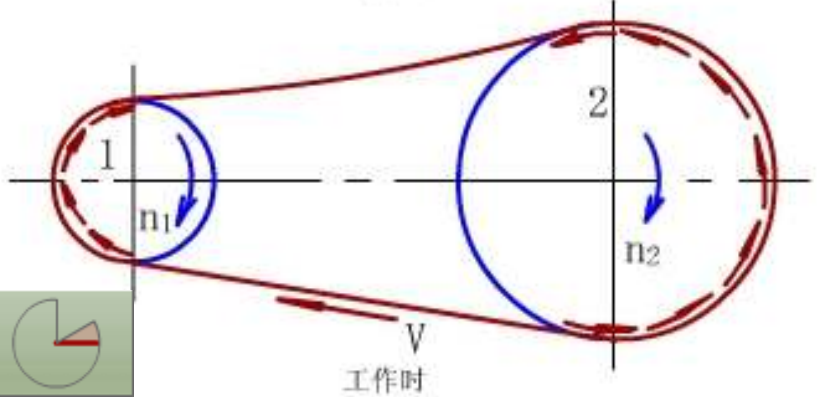
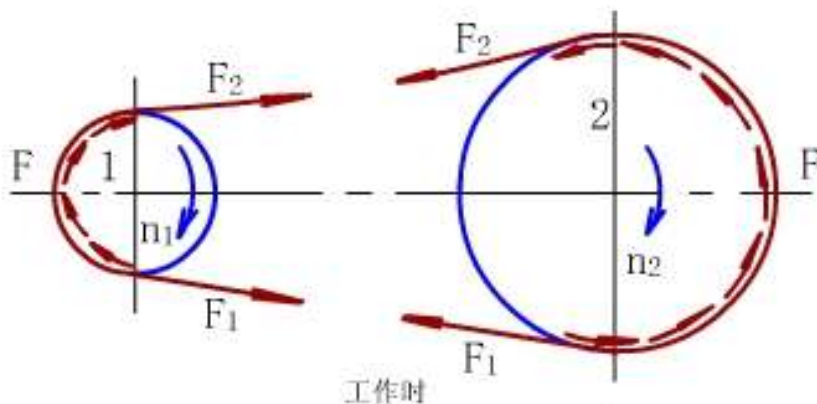
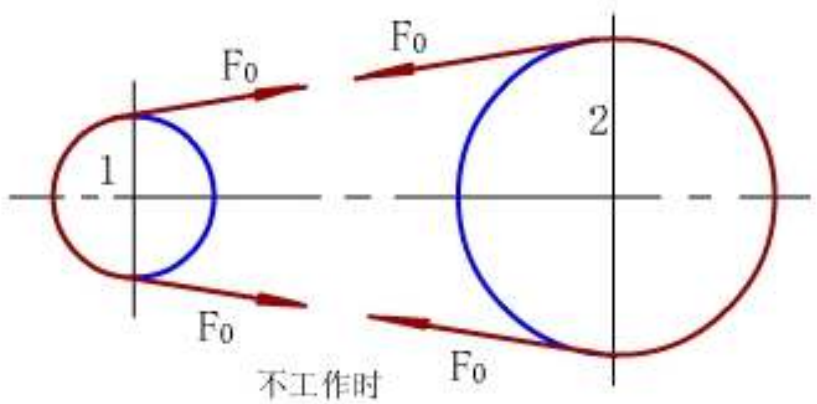
第三节 带传动的工作原理

一、带传动的受力分析

把一根或多根环形V带张紧套装在主动轮1和从动轮2上，使带与带轮的接触面间产生压力。工作时，靠带与带轮间的摩擦力传递运动与动力。在一定的条件下，摩擦力有一极限值，如果工作阻力超过了摩擦力的极限值，带将在带轮面上打滑，带传动将不能正常工作。



第六章 带传动和链传动



为保证带传动正常工作，传动带必须以一定的张紧力套在带轮上。当传动带静止时，带两边承受相等的拉力，称为初拉力 F_0 。当传动带传动时，由于带与带轮接触面之间摩擦力的作用，带两边的拉力不再相等，如图所示。一边被拉紧，拉力由 F_0 增大到 F_1 ，称为紧边；一边被放松，拉力由 F_0 减少到 F_2 ，称为松边。设环形带的总长度不变，则紧边拉力的增加量 $F_1 - F_0$ 应等于松边拉力的减少量 $F_0 - F_2$ 。

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$

$$F_0 = (F_1 + F_2) / 2$$



第六章 带传动和链传动



带两边的拉力之差 F 称为带传动的有效拉力。实际上 F 是带与带轮之间摩擦力的总和，在最大静摩擦力范围内，带传动的有效拉力 F 与总摩擦力相等， F 同时也是带传动所传递的圆周力，即 $F=F_1-F_2$

带传动所传递的功率为： $P=Fv/1000$

式中 P 为传递功率，单位为KW；

F 为有效圆周力，单位为N；

V 为带的速度，单位为m/s。

机械
设计
基础

在一定的初拉力 F_0 作用下，带与带轮接触面间摩擦力的总和有一极限值。当带所传递的圆周力超过带与带轮接触面间摩擦力的总和的极限值时，带与带轮将发生明显的相对滑动，这种现象称为打滑。带打滑时从动轮转速急剧下降，使传动失效，同时也加剧了带的磨损，打滑是带传动的一种失效形式，应避免打滑。

(另外的失效形式为疲劳断裂和磨损)



第六章 带传动和链传动



在带即将打滑的状态下， F 达到最大值。此时，根据挠性体摩擦的欧拉公式，对于平带传动，忽略离心力的影响， F_1 与 F_2 之间的关系为：

$$F_1 = F_2 e^{\mu\alpha} \quad (6-5)$$

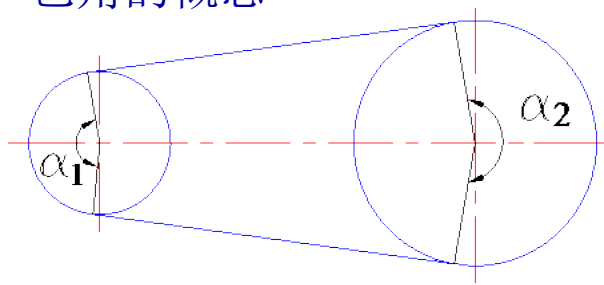
$$F = 2F_0 \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} + 1} = 2F_0 \left(1 - \frac{2}{e^{\mu\alpha} + 1}\right) \quad (6-6)$$

欧拉公式给出的是带传动在极限状态下各力之间的关系，或者说是给出了一个具体的带传动所能提供的最大有效拉力 F 。

由欧拉公式可知：

- ① 预紧力 $F_0 \uparrow \rightarrow$ 最大有效拉力 $F \uparrow$
- ② 包角 $\alpha \uparrow \rightarrow$ 最大有效拉力 $F \uparrow$
- ③ 摩擦系数 $f \uparrow \rightarrow$ 最大有效拉力 $F \uparrow$

包角的概念



当已知带传递的载荷时，可根据欧拉公式确定应保证的最小初拉力 F_0 。

切记：欧拉公式不可用于非极限状态下的受力分析！





2. 离心应力

$$F_c = qv^2 \quad (6-7)$$

式中： F_c (N)， q 是单位带长的质量 (kg/m)，见表6-1； v (m/s)





二、带传动的应力分析

带传动在工作过程中带上的应力有：

- ◆ 拉应力：紧边拉应力、松边拉应力； $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$ ， $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$
- ◆ 离心应力：带沿轮缘圆周运动时的离心力在带中产生的离心拉应力；

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A}$$

- ◆ 弯曲应力：带绕在带轮上时产生的弯曲应力。

$$\sigma_b = E \frac{2y}{d}$$

式中：E是弹性模量(Mpa),y是带的中性层到最外层的距离(mm),d是带轮计算直径(mm)

为了不使带所受到的弯曲应力过大，应限制带轮的最小直径。

槽 型	Z	A	B	C
	SPZ	SPA	SPA	SPC
$d_{\text{dmin}}/\text{mm}$	50 63	75 90	125 140	200 224



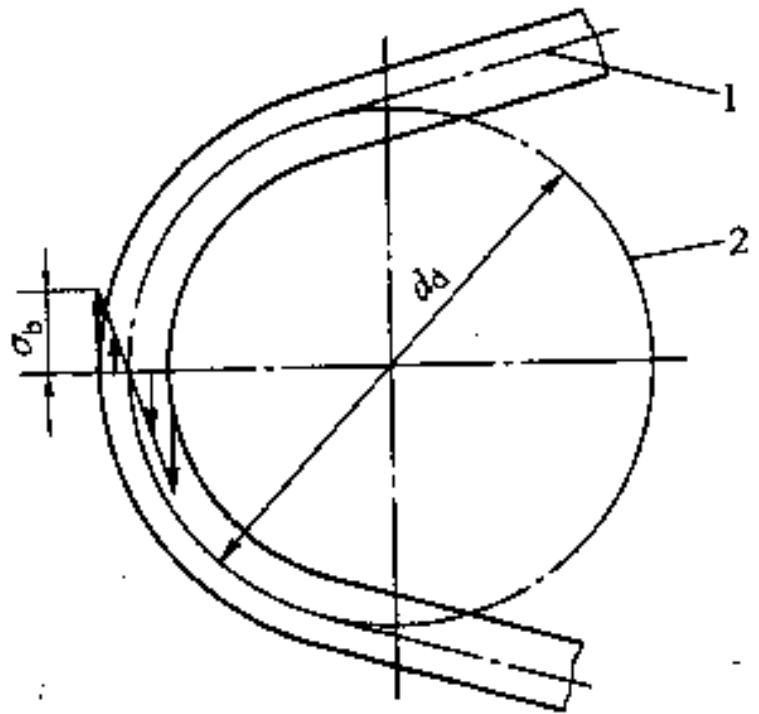


图 6-10 带的弯曲应力
1—V 带节线 2—V 带轮基准圆



第六章 带传动和链传动



图 6-11 所示为带传动工作时带的应力分布情况，其中小带轮为主动轮，带上各截面应力的大小用自该点引出的径向线或带的垂线的长短来表示。显然，在运转一周的过程中，带经受交变应力作用，最大应力发生在紧边刚绕上主动小带轮的那个截面上，其值为

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{bl}$$

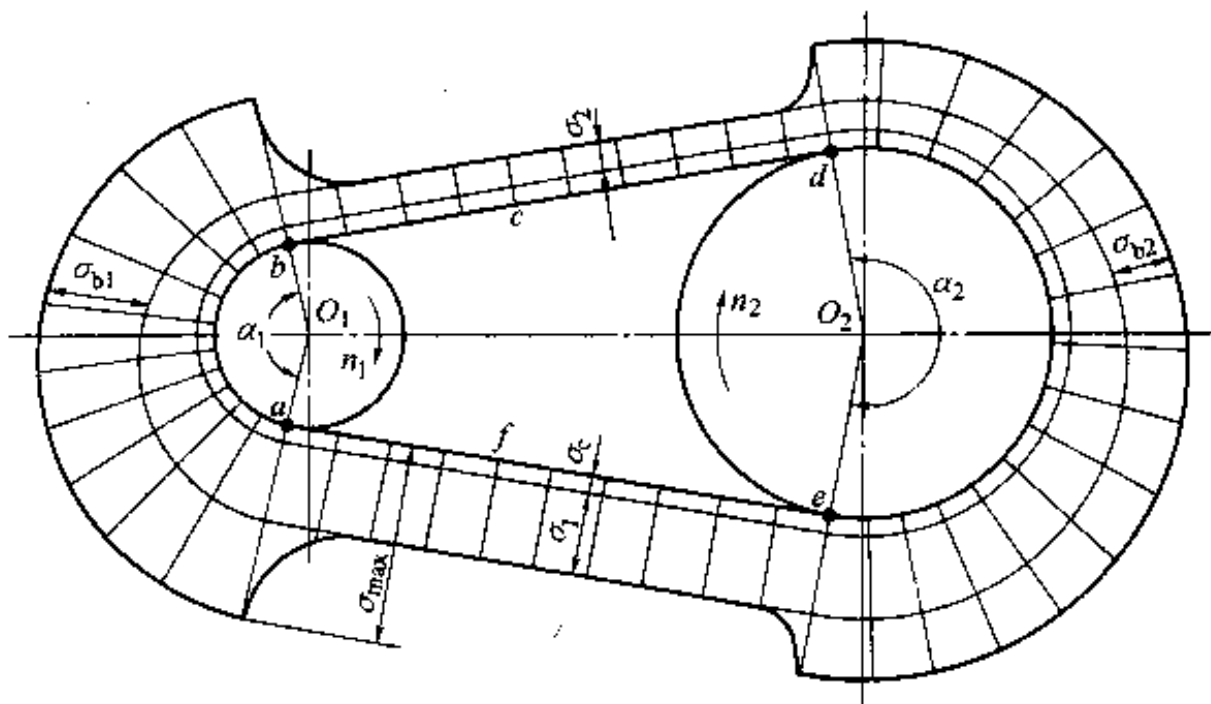


图 6-11 带的应力分布

由于交变应力的作用，将引起带的疲劳破坏（脱层、断裂），这是带传动的另一种失效式。

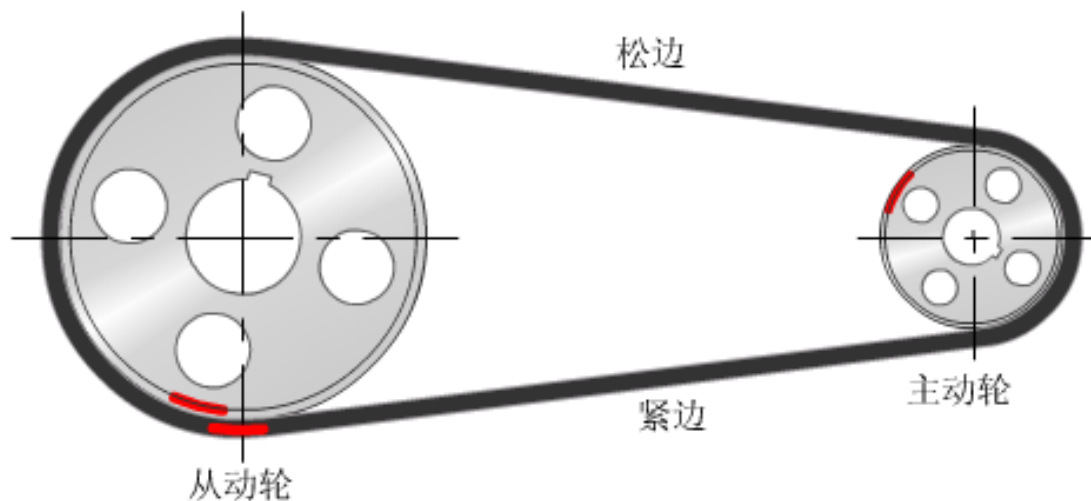




三、带传动的弹性滑动和传动比

传动带是弹性体，受到拉力后会产生弹性伸长，伸长量随拉力大小的变化而改变。带由紧边绕过主动轮进入松边时，带的拉力由 F_1 减小为 F_2 ，其弹性伸长量也减小。带在绕过带轮的过程中，相对于轮面向后收缩，带与带轮轮面间出现局部相对滑动，导致带的速度逐步小于主动轮的圆周速度。

当带由松边绕过从动轮进入紧边时，拉力增加，带逐渐被拉长，沿轮面产生向前的弹性滑动，使带的速度逐渐大于从动轮的圆周速度。



由于带的弹性变形而产生的带与带轮间的滑动称为**弹性滑动**。





由于弹性滑动引起的从动轮圆周速度的降低率称为带传动的滑动系数。

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\pi d_1 n_1 - \pi d_2 n_2}{\pi d_1 n_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1} \quad (6-8)$$

从动轮的计算直径和转速分别为：

$$d_2 = (1 - \varepsilon) d_1 \frac{n_1}{n_2}, n_2 = (1 - \varepsilon) n_1 \frac{d_1}{d_2} \quad (6-9)$$

考虑弹性滑动时的传动比为：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (6-10)$$

一般带传动的滑动系数
算时可以忽略不计。

$\varepsilon = 0.01 \sim 0.02$ 值很小，非精确计





弹性滑动和打滑是两个截然不同的概念。打滑是指过载引起的全面滑动，是可以避免的。而弹性滑动是由于拉力差引起的，只要传递圆周力，就必然会发生弹性滑动，所以弹性滑动是不可以避免的。





四、V带传动的设计准则

带传动的主要失效形式是打滑和传动带的疲劳破坏。

带传动的设计准则：在不打滑的条件下，具有一定的疲劳强度和寿命。

传动应满足的强度条件为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{bl} \leq [\sigma] \\ \sigma_1 &\leq [\sigma] - \sigma_c - \sigma_{bl} \end{aligned} \right\} \quad (6-11)$$

式中， $[\sigma]$ 是在特定条件下根据疲劳寿命实验确定的带的许用拉应力。

将式 (6-5) 代入式 (6-3)，并以 $F_1 = \sigma_1 A$ 及式 (6-11) 进行置换，

整理后可得带传动

在不打滑又有足够疲劳强度时单根带所能传递的功率

$$P = \frac{([\sigma] - \sigma_c - \sigma_{bl}) \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) A v}{1000} \quad (6-12)$$

式中，各参数的量纲： $P(\text{kW})$ ； $A(\text{mm}^2)$ ； $v(\text{m/s})$ ；应力(MPa)。





第四节 普通V带传动的设计计算

设计原始材料、参数和设计内容

原始数据：传动功率 P 、转速 n_1 、 n_2 (i)
传动位置及工作条件等

设计内容：带的型号、长度 l_i ，根数 Z ，带轮的 D_1 、 D_2 及结构尺寸，中心距 a 作用在轴上的载荷，设计传动的张紧装置。





一、确定V带的截型和带轮的基准直径

1. 计算设计功率

$$P_d = K_A P \quad (6-13)$$

P_d —设计功率 (kW)；

K_A —工作情况系数，[查表](#)；

P —传递的额定功率 (kW)。

表 6-4 工况系数 K_A

工作机载荷性质		原 动 机					
		空、轻载起动			重载起动		
		每天工作时间/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷变动 微小	液体搅拌机、通风机和鼓风机($P \leq 7.5\text{kW}$)、离心式水泵和压缩机、轻型运输机等	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3



第六章 带传动和链传动



(续)

工作机载荷性质		原 动 机					
		空、轻载起动			重载起动		
		每天工作时间/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷变动小	带式输送机(不均匀负荷)、通风机($P > 7.5\text{kW}$)、旋转式水泵和压缩机(非离心式)、发电机、金属切削机床、印刷机、旋转筛、锯木机和木工机械等	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载荷变动较大	制砖机、斗式提升机、往复式水泵和压缩机、起重机、磨粉机、冲剪机床、橡胶机械、振动筛、纺织机械、重载输送机等	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
载荷变动很大	破碎机(旋转式、颚式等)、磨碎机(球磨、棒磨、管磨)等	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.7

注：1. 空、轻载起动——电动机(交流、直流并励)，四缸以上的内燃机、装有离心式离合器、液力联轴器的发动机等。

2. 重载起动——电动机(联机交流起动、直流复励或串励)，四缸以下的内燃机。

3. 反复起动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合，应将表中 K_A 值乘以 1.2；增速时 K_A 值查机械设计手册。



以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/087154131163010004>