



第06章

挠性传动设计

宋超阳

南方科技大学

本章要点概述

- 挠性传动设计
 - V带传动设计
 - 链传动设计
 - 其他挠性传动

- 弹簧设计
 - 弹簧的功能与类型
 - 圆柱拉、压螺旋弹簧的设计
 - 板弹簧的设计
 - 碟形弹簧
 - 其他类型弹簧

挠性传动

通过环形曳引元件，在两个或两个以上的传动轮间传递运动或动力

带传动（传动带）
分为摩擦型带传动和啮合型带传动两种

链传动（传动链）
通过链条的各个链节与链轮轮齿啮合实现传动

绳传动（传动绳）
一般为摩擦型传动

概述

挠性传动是一类较常用的机械传动方式，按照工作原理可分为

摩擦型传动：靠曳引元件与传动轮接触的摩擦传动

啮合型传动：靠特殊形状的曳引元件与传动轮轮齿相互啮合传动

带传动设计

带传动概述

- 摩擦型带传动的特点及应用
 - V带传动是摩擦型带传动中应用最广的一种
 - 摩擦型带传动装置通常是由主动轮1、从动轮2和张紧在两轮上的环形传动带3组成的
 - 传动带在静止时受预拉力的作用，带与带轮接触面间产生正压力
 - 当主动轮转动时，靠带与主、从动带轮接触面间的摩擦力，拖动从动轮转动，实现传动

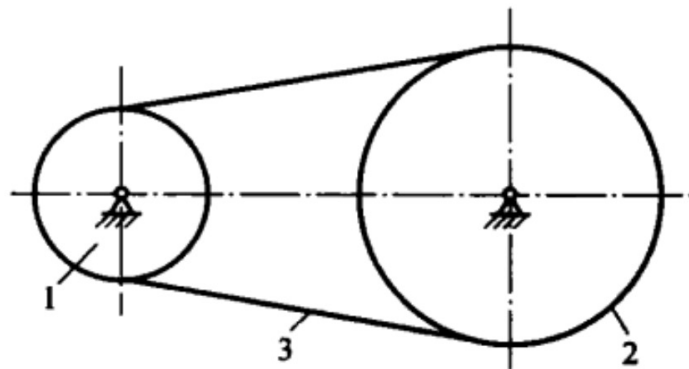
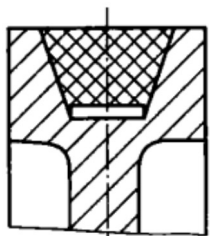


图 5-1 带传动

1—主动轮；2—从动轮；3—传动带

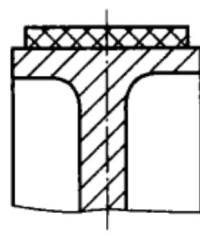


V带

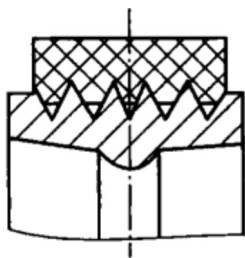
- 在与平带传动同样的条件下，V带传动产生的摩擦力比平带传动大得多，故在一般机械中，多采用V带传动

平带

- 结构简单，效率较高，常用于传动中心距较大的场合



摩擦型带



多楔带

- 兼有平带与V带的优点，柔性好，摩擦力大，主要用于传递较大功率、结构要求紧凑的场合

圆带

- 传递功率较小，一般用于轻、小型机械，如缝纫机等



V带的类型与标准

- V带的种类
 - 普通V带（应用最广）、窄V带、宽V带、大楔角V带、齿形V带、汽车V带、联组V带和接头V带等
- 普通V带
 - 相对高度 $h/b_p \approx 0.7$ 的V带，它的规格尺寸、性能、测量方法及使用要求等均已标准化，按截面大小分为七种型号
 - 均制成无接头的环状带，按带芯的结构分为帘芯V带和绳芯V带

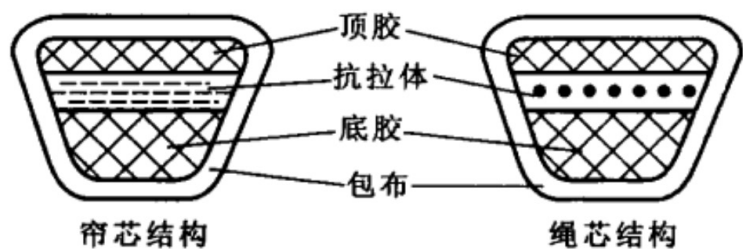


图 5-3 普通 V 带的结构

表 5-1 普通 V 带截面尺寸、长度和单位长度质量 (摘自 GB/T 11544—1997)

截 面	Y	Z	A	B	C	D	E
顶宽 b /mm	6.0	10.0	13.0	17.0	22.0	32.0	38.0
节宽 b_p /mm	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
高度 h /mm	4.0	6.0	8.0	11.0	14.0	19.0	23.0
楔角 α /($^\circ$)	40 $^\circ$						
基准长度 L_d /mm	200~500	400~1 600	630~2 800	900~5 600	1 800~10 000	2 800~14 000	4 500~16 000
单位长度质量 $/(kg \cdot m^{-1})$	0.04	0.06	0.10	0.17	0.30	0.60	0.87

注: ① 节宽 b_p 为带的截面宽度, 当带垂直且其底边弯曲时, 在带中保持原长度不变的任意一条周线称为节线, 由全部节线构成的面称为节面;
 ② 基准长度 L_d 为 V 带在规定的张紧力下, 位于测量带轮基准直径 (与所配用 V 带的节宽 b_p 相对应的带轮直径) 上的圆周长度。

带传动的特点

• 主要优点

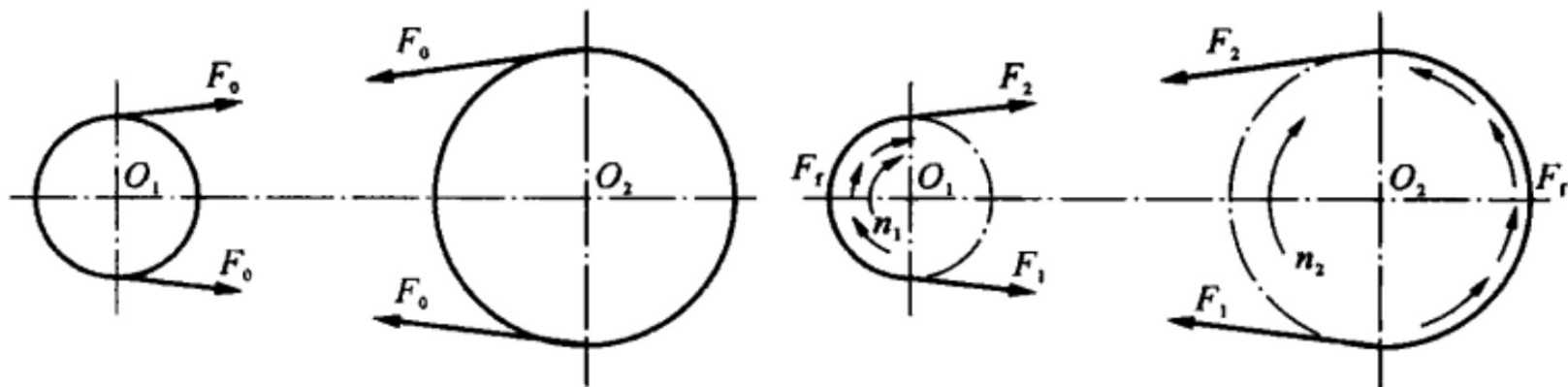
- ① 具有弹性，能缓冲、吸振，传动平稳，噪声小
- ② 过载时，带在带轮上打滑，防止其他零部件损坏，起安全保护作用
- ③ 适用于中心距较大的场合
- ④ 结构简单，成本较低，装拆方便

• 主要缺点

- ① 带在带轮上有相对滑动，传动比不恒定
- ② 传动效率低，带的寿命较短
- ③ 传动的外廓尺寸大
- ④ 需要张紧，支承带轮的轴及轴承受力较大
- ⑤ 不宜用于高温、易燃等场所

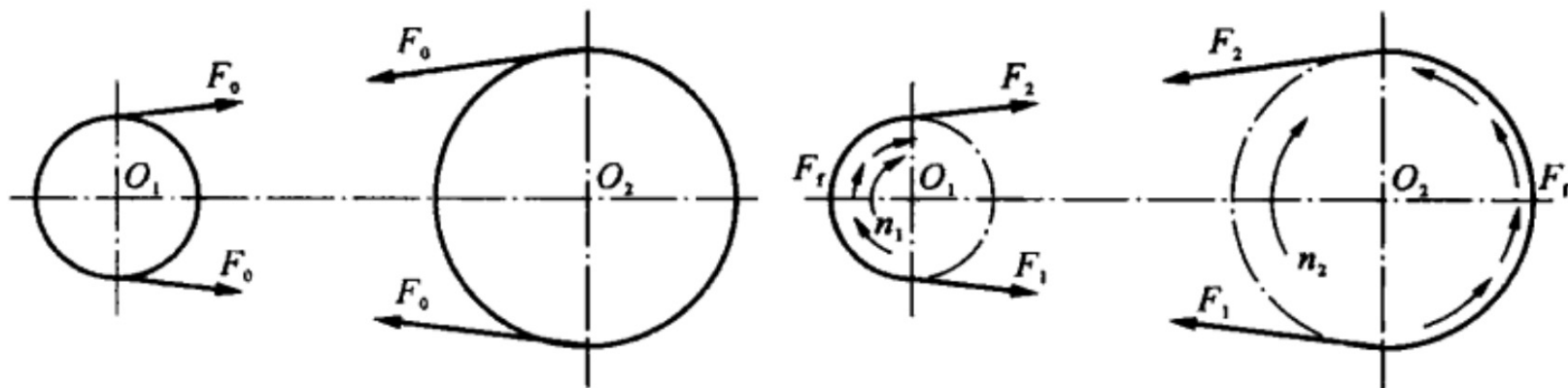
V带传动的设计约束分析

- 带传动中的力分析
 - 以一定的初拉力将带张紧在两带轮上，传动带两边的拉就不相等
 - 未工作时，带的两边均受相同的初拉力 F_0
 - 工作时，主动轮 F_1 对带的摩擦力下，与带的运动方向一致，而从动轮对带的摩擦力 F_r 则与带的运动方向相反
- 带绕上主动轮的一边被拉紧，拉力由 F_0 增至 F_1 ，为紧边；而另一边则由 F_0 减至 F_2 ，为松边
 - 假定环形带总长不变，那么紧边拉力增量 $F_1 - F_0$ ，应与松边拉力减量 $F_0 - F_2$ 相等，或 $F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$



V带传动的设计约束分析

- 带绕上主动轮的一边被拉紧，拉力由 F_0 增至 F_f ，为紧边；而另一边则由 F_0 减至 F_f ，为松边
 - $F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$ ：假定环形带总长不变，那么紧边拉力增量 $F_1 - F_0$ ，应与松边拉力减量 $F_0 - F_2$ 相等
- 紧边、松边的拉力差应等于接触面间的摩擦力的总和 F_f ，称为带传动的有效拉力，即圆周力 $F = F_1 - F_2 = F_f$
 - 紧边拉力： $F_1 = F_0 + F/2$
 - 松边拉力： $F_2 = F_0 - F/2$



V带传动的设计约束分析

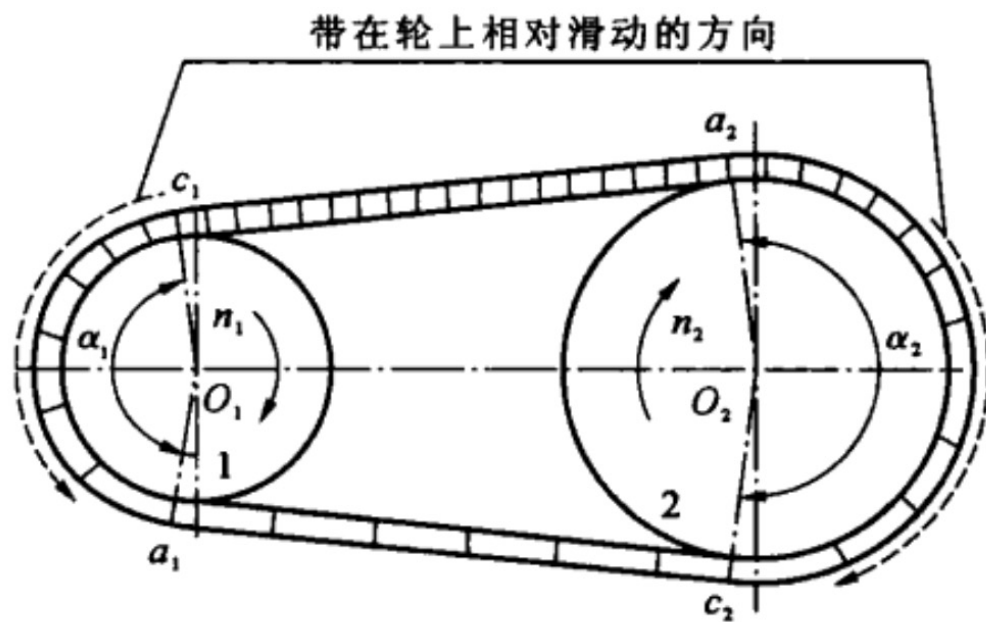
- 当 F_f 达到极限 F_{flim} 时, F_1 与 F_2 的关系可用柔韧体摩擦的欧拉公式表示

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

- f : 带与带轮间的摩擦系数
- α : 带在带轮上的包角

α_1 为小带轮包角

α_2 为大带轮包角



- 综上所述, 可得 $F_{flim} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}} \right)$
 - 带在正常传动时, 须使有效圆周力 $F < F_{flim}$

传动带的应力分析

- 带传动工作时，带内将产生以下几种应力
- 1) 拉应力： $\sigma_{1/2} = F_{1/2}/A$ (MPa)
 - A : 带的横截面面积 (mm^2)
 - 1: 紧边拉应力 | 2: 松边拉应力
- 2) 离心拉应力： $\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A}$ (MPa)
 - q : 传动带单位长度的质量 (kg/m)
 - v : 带速 (m/s)
 - 当带沿带轮轮缘作圆周运动时，带上每一质点都受离心力的作用
 - 带的离心力 $F_c = qv^2$ ，作用于整个传动带，因此，它产生的离心拉应力 σ_c 在带的所有横剖面上都是相等的
- 3) 弯曲应力： $\sigma_b = \frac{2Ey}{d_d}$ (MPa)
 - E : 带的弹性模量 (MPa)
 - y : 带轮的基准直径 (mm)
 - d_d : 带的中性层到最外层的距离 (mm)
 - 带绕在带轮上时，由于弯曲而产生弯曲应力

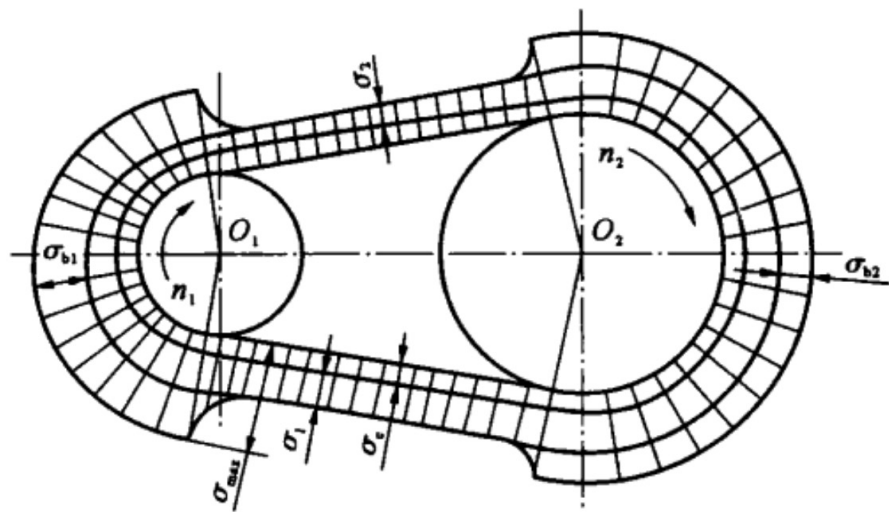


图 5-5 传动带的应力分布

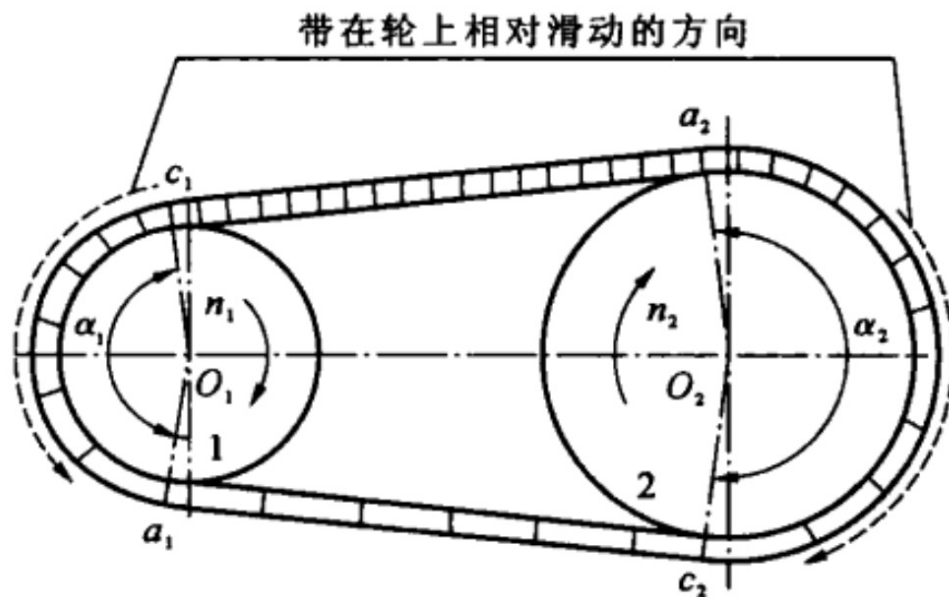
为防止过大的弯曲应力，对每种型号的 V 带，都规定了相应的最小带轮基准直径 d_{dmin}

带中的最大应力为 $\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1}$

带中的最大应力产生在带的紧边开始绕上的带轮处

弹性滑动现象和打滑

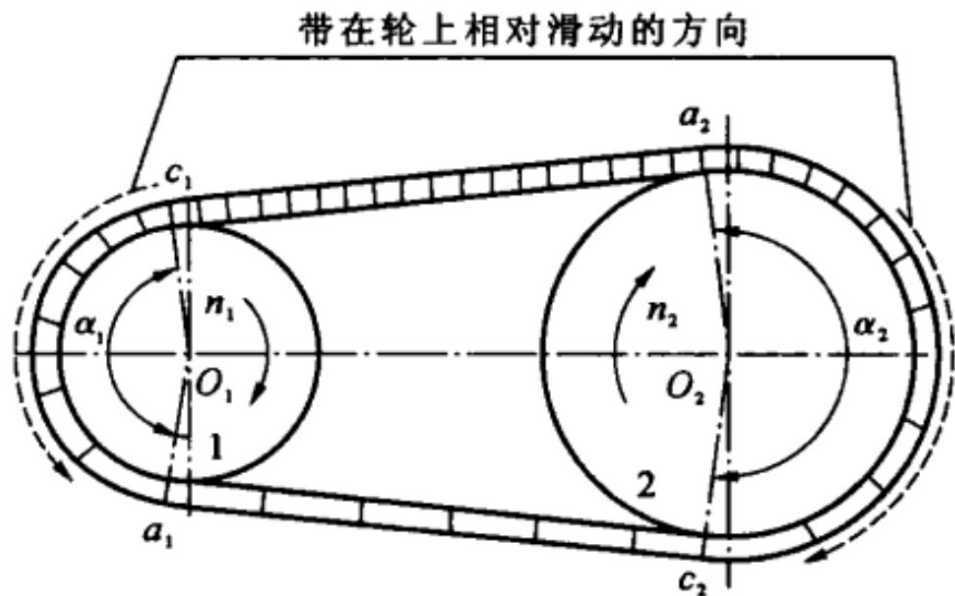
- 带是弹性体，它在受力情况下会产生弹性变形
- 由于带在紧边和松边上所受的拉力不相等，因而产生的弹性变形也不相同
 - 带在 a_1 点绕上主动轮，到 c_1 点离开，在此过程中，带所受的拉力由 F_1 ，逐渐降到 F_2 ，拉力减小，使带向后收缩，带在带轮接触面上出现局部微量的向后滑动，造成带的速度逐渐小于主动轮的圆周速度 v_1 （即 $v_{\text{带}} < v_1$ ）
 - 带在 a_2 点绕上从动轮、到 c_2 点离开，在此过程中，带所受的拉力由 F_2 ，逐渐增加到 F_1 ，拉力增加，使带向前伸长，带在带轮接触面上出现局部微量的向前滑动，造成带的速度逐渐大于从动轮的圆周速度 v_2 （即 $v_{\text{带}} > v_2$ ）



这种微量的滑动现象称为弹性滑动
 - 弹性滑动的大小与带传动传递的载荷成正比，可用滑动率 ε 来表征弹性滑动的大小： $\varepsilon = (v_1 - v_2)/v_1$

弹性滑动现象和打滑

- 带传动中，弹性滑动是不可避免的
 - 造成功率损失、降低传动功率和增加带的磨损
 - 引起从动轮的圆周速度下降，使传动比不准确
- 当有效拉力 F 达到或超过带与小带轮之间的摩擦力的总和的极限时，带与带轮在整个接触弧上发生相对滑动，这种现象称为打滑
 - 打滑使得带传动的运动处于不稳定状态，带也受到严重的磨损，带传动装置不能正常工作，这是必须避免的



当带传动的载荷增大时，有效拉力 F 相应增大

带传动设计的约束条件和允许的传动功率

• 主要失效形式

- 打滑：当传递的圆周力超过了带与带轮之间的摩擦力的总和的极限时，发生过载打滑，使传动失效
- 疲劳破坏：传动带在变应力长期作用下，因疲劳而发生裂纹、脱层、松散，直至断裂

• 设计约束条件

- 带传动的设计准则是：在保证带传动不发生打滑的前提下，充分发挥带传动的能力，并使传动带具有一定的疲劳强度和寿命，且带速 v 不能过高或过低

• 根据设计准则，带传动应满足下列两个约束条件：

- 不打滑条件
$$F = 1000 \frac{P}{v} \leq F_1 \left(1 - \frac{1}{ef\alpha} \right) \text{ (N)}$$

- 疲劳强度条件
$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1} \leq [\sigma] \text{ (MPa)} \text{ 或 } \sigma_1 = \frac{F_1}{A} \leq [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c$$

• 由以上两式可得同时满足两个约束条件的传动功率为

- $$P_0 = \frac{Fv}{1000} = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) \left(1 - \frac{1}{ef\alpha} \right) \frac{Av}{1000} \text{ (kW)}$$

普通V带传动设计

- 单根普通V带的许用功率

$$P_0 = \frac{Fv}{1000} = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) \left(1 - \frac{1}{ef\alpha}\right) \frac{Av}{1000} \text{ (kW)}$$

- 右表列出了根据上式计算得出的单根普通V带在特定条件（载荷平稳， $\alpha_1 = 180^\circ$ ， $i = 1$ ，特定带长）下所能传递的基本额定功率 P_0

- 如不满足上述特定条件，可对公式进行修正并计算

- 经修正的单根普通V带的许用功率

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

- $[P_0]$: 单根普通V带的基本额定功率 (kW)
- P_0 : $i \neq 1$ 时，单根普通V带基本额定功率增量
- K_α : 包角系数
- K_L : 带长系数

 表 5-2 单根普通V带的基本额定功率 P_0 (kW)

带型	d_{d1} /mm	$n_1 / (r \cdot \min^{-1})$												
		700	800	950	1 200	1 450	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400	2 600	2 800	3 200
Z	50	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.24	0.26	0.28
	56	0.11	0.12	0.14	0.17	0.19	0.20	0.23	0.25	0.28	0.30	0.32	0.33	0.35
	63	0.13	0.15	0.18	0.22	0.25	0.27	0.30	0.32	0.35	0.37	0.39	0.41	0.45
	71	0.17	0.20	0.23	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.43	0.46	0.48	0.50	0.54
	80	0.20	0.22	0.26	0.30	0.35	0.39	0.42	0.44	0.47	0.50	0.53	0.56	0.61
	90	0.22	0.24	0.28	0.33	0.36	0.40	0.44	0.48	0.51	0.54	0.57	0.60	0.64
A	75	0.40	0.45	0.51	0.60	0.68	0.73	0.78	0.84	0.88	0.92	0.96	1.00	1.04
	90	0.61	0.68	0.77	0.93	1.07	1.15	1.24	1.34	1.42	1.50	1.57	1.64	1.75
	100	0.74	0.83	0.95	1.14	1.32	1.42	1.54	1.66	1.76	1.87	1.96	2.05	2.19
	112	0.90	1.00	1.15	1.39	1.61	1.74	1.89	2.04	2.17	2.30	2.40	2.51	2.68
	125	1.07	1.19	1.37	1.66	1.92	2.07	2.26	2.44	2.59	2.74	2.86	2.98	3.16
	140	1.26	1.41	1.62	1.96	2.28	2.45	2.66	2.87	3.04	3.22	3.36	3.48	3.65
B	160	1.51	1.69	1.95	2.36	2.73	2.94	3.18	3.42	3.61	3.80	3.93	4.06	4.19
	180	1.76	1.97	2.27	2.47	3.16	3.40	3.66	3.93	4.12	4.32	4.43	4.54	4.58
	125	1.30	1.44	1.64	1.93	2.19	2.33	2.50	2.64	2.76	2.85	2.90	2.96	2.94
	140	1.64	1.82	2.08	2.47	2.82	3.00	3.23	3.42	3.58	3.70	3.78	3.85	3.83
	160	2.09	2.32	2.66	3.17	3.62	3.86	4.15	4.40	4.60	4.75	4.82	4.89	4.80
	180	2.53	2.81	3.22	3.85	4.39	4.68	5.02	5.30	5.52	5.67	5.72	5.76	5.52
C	200	2.96	3.30	3.77	4.50	5.13	5.46	5.83	6.13	6.35	6.47	6.45	6.43	5.95
	224	3.47	3.86	4.42	5.26	5.97	6.33	6.73	7.02	7.19	7.25	7.10	6.95	6.05
	250	4.00	4.46	5.10	6.04	6.82	7.20	7.63	7.82	7.97	7.89	7.26	7.14	5.60
	280	4.61	5.13	5.85	6.90	7.76	8.13	8.46	8.60	8.53	8.22	7.51	6.80	4.26
	200	3.69	4.07	4.58	5.29	5.84	6.07	6.28	6.34	6.26	6.02	5.61	5.01	3.23
	224	4.64	5.12	5.78	6.71	7.45	7.75	8.00	8.06	7.92	7.57	6.93	6.08	3.57
C	250	5.64	6.23	7.04	8.21	9.04	9.38	9.63	9.62	9.34	8.75	7.85	6.56	2.93
	280	6.76	7.52	8.49	9.81	10.72	11.06	11.22	11.04	10.48	9.50	8.08	6.13	—
	315	8.09	8.92	10.05	11.53	12.46	12.72	12.67	12.14	11.08	9.43	7.11	4.16	—
	355	9.50	10.46	11.73	13.31	14.12	14.19	13.73	12.59	10.70	7.98	4.32	—	—
	400	11.02	12.10	13.48	15.04	15.53	15.24	14.08	11.95	8.75	4.34	—	—	—
	450	12.63	13.80	15.23	16.59	16.47	15.57	13.29	9.64	4.44	—	—	—	—

表 5-3 单根普通 V 带的额定功率增量 ΔP_0 (kW)

带型	传动比 i									带速 $v/(m \cdot s^{-1})$ \leq
	1.00 ~ 1.01	1.02 ~ 1.04	1.05 ~ 1.08	1.09 ~ 1.12	1.13 ~ 1.18	1.19 ~ 1.24	1.25 ~ 1.34	1.35 ~ 1.51	1.51* 1.52 ~ 1.50* 1.99	
Z										1
										2
										3
										4
										5
										6.3
										7.5
										8.8
										10
										12.5
A										15
										16.7
										18.3
										20
										2.5
										5
										6.7
										8.3
										10
										12.5
B										15
										17.5
										20
										25.5
										30
										5
										10
										11.7
										13.3
										15
C										20
										22.5
										25
										27.5
										30
										35
										5
										7.5
										10
										12.5

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

表 5-4 包角系数 K_α

小轮包角	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	110°	100°	90°
K_α	1	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.91	0.89	0.88	0.86	0.84	0.82	0.78	0.74	0.69

表 5-5 长度系数 K_L

基准长度 L_d/mm	K_L					基准长度 L_d/mm	K_L					
	Y	Z	A	B	C		Z	A	B	C	D	E
200	0.81					2 240		1.06	1	0.91		
224	0.82					2 500		1.09	1.03	0.93		
250	0.84					2 800		1.11	1.05	0.95	0.83	
280	0.87					3 150		1.13	1.07	0.97	0.36	
315	0.89					3 550		1.17	1.09	0.99	0.88	
355	0.92					4 000		1.19	1.13	1.02	0.91	
400	0.96	0.87				4 500		1.15	1.04	0.93	0.90	
450	1.00	0.89				5 000			1.18	1.07	0.96	0.92
500	1.02	0.91				5 600				1.09	0.98	0.95
560		0.94				6 300				1.12	1.00	0.97
630		0.96	0.81			7 100				1.15	1.03	1.00
710		0.99	0.83			8 000				1.18	1.06	1.02
800		1.00	0.85			9 000				1.21	1.08	1.05
900		1.03	0.87	0.82		10 000				1.23	1.11	1.07
1 000		1.06	0.89	0.84		11 200					1.14	1.10
1 120		1.08	0.91	0.86		12 500					1.17	1.12
1 250		1.11	0.93	0.88		14 000					1.20	1.15
1 400		1.14	0.96	0.90		16 000					1.22	1.18
1 600		1.16	0.99	0.92	0.83							
1 800		1.18	1.01	0.95	0.86							
2 000			1.03	0.98	0.88							

注: 传动比 1.35~1.50*、1.51~1.99 只适用于 Z 型 V 带。

普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

• 1) 确定设计功率 $P_c = K_A P$ (kW)

• K_A : 工况系数 | P : 所需传递的功率

在选取工况系数时, 在反复启动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合下, K_A 应乘以 1.2

表 5-6 工况系数 K_A

工 况		K_A					
		空、轻载启动			重载启动		
		每天工作时间/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷变动最小	液体搅拌机、通风机和鼓风机 (≤ 7.5 kW)、离心式水泵和压缩机、轻载荷输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机(不均匀载荷)、通风机 (>7.5 kW)、旋转式水泵和压缩机(非离心式)、发动机、金属切削机床、印刷机、旋转筛、锯木机和木工机械	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、起重机械、磨粉机、冲剪机床、橡胶机械、振动筛、纺织机械、重载输送机	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	1.8

注:① 空、轻载启动—电动机(交流启动、三角启动、直流并励)、四缸以上的内燃机、装有离心式离合器、液力联轴器的动力机;

② 重载启动—电动机(联机交流启动、直流复励或串励)、四缸以下的内燃机。

普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

• 2) 初选带的型号

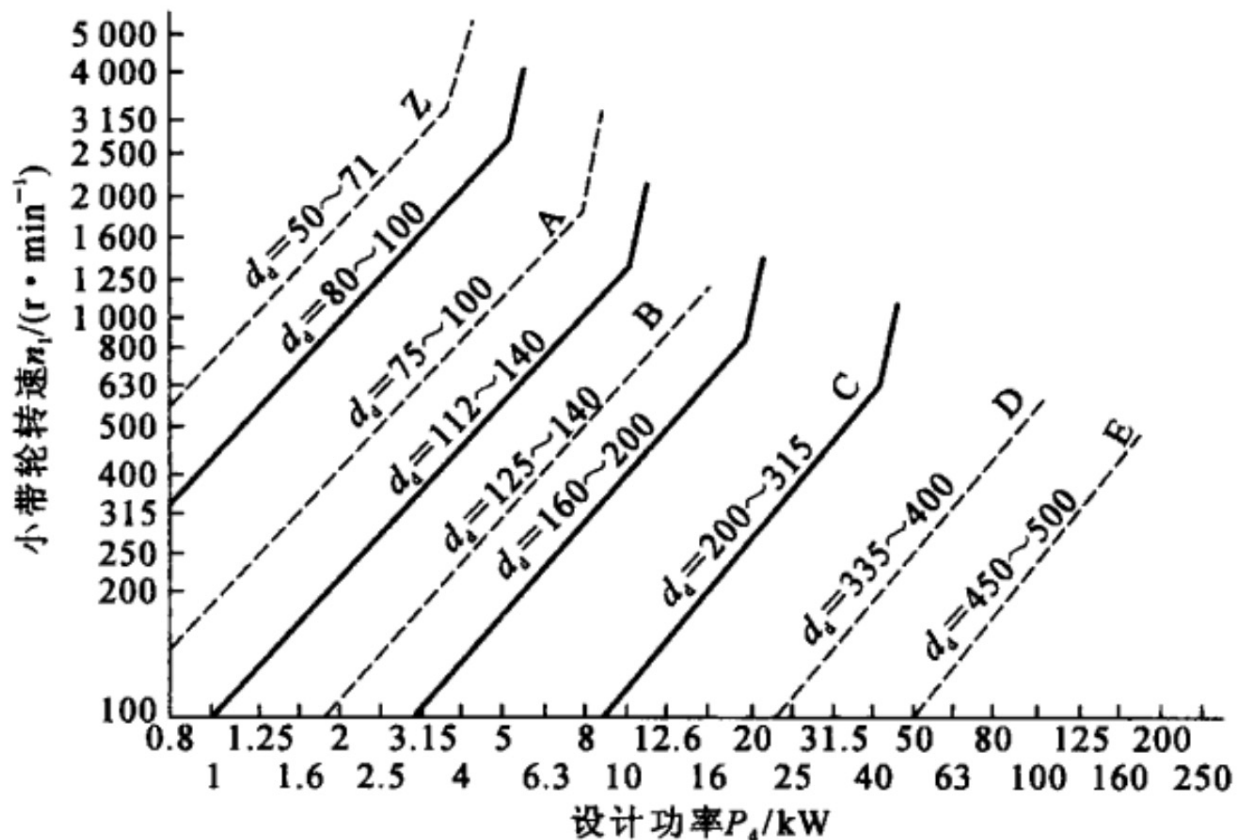


图 5-7 普通 V 带选型图

普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

- 3) 确定带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2}
 - 国家标准中规定了带轮的最小基准直径和带轮的基准直径系列

表 5-7 普通 V 带轮的最小基准直径 (mm)

型 号	Y	Z	A	B	C	D	E
d_{dmin}	20	50	75	125	200	355	500

注:带轮直径系列为 20,22.4,25,28,31.5,35.5,40,45,50,56,63,71,75,80,85,90,95,100,106,112,118,125,132,140,150,160,170,180,200,212,224,236,250,265,280,300,315,335,355,375,400,425,450,475,500,530,560,600,630,670,710,750,800,900,1 000,1 060,1 120,1 250,1 400,1 500,1 600,1 800,2 000,2 240,2 500。

- 当其他条件不变时,带轮基准直径越小,带传动越紧凑,但带内的弯曲应力也起大,将导致带的疲劳强度下降,传动效率下降
 - 选择小带轮基准直径时,应使 $d_{d1} > d_{dmin}$, 并取标准直径。若传动比要求较精确, 大带轮基准直径 $d_{d2} = i d_{d1}(1 - \varepsilon) = \frac{n_1}{n_2} d_{d1}(1 - \varepsilon)$ (mm)
 - 常取滑动率 $\varepsilon \approx 0.01 \sim 0.02$
 - 若忽略滑动率 ε 的影响, 则有 $d_{d2} = i d_{d1} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1}$ (mm)

普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

• 4) 验算带速 v

- 带速的计算公式为
$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s})$$

- 带速 v 太高，则离心力过大，使带与带轮间的正压力过小，传动能力弱，易打滑
- 同时离心应力大，带易疲劳破坏带速口太低，则要求有效拉力 F 过大，使带的根数过多
- 若 v 过高或过低，可调整 d_{d1} 或 n_1
 - 一般 v 在 5~25 m/s 之间
 - 当 v 在 10~20 m/s 时，传动能力可得到充分利用

普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

• 5) 确定中心距 a 、带长 L 和包角 α

- 带传动的中心距 a 、带轮直径 d_d 、带长 L 和包角 α 等如图所示

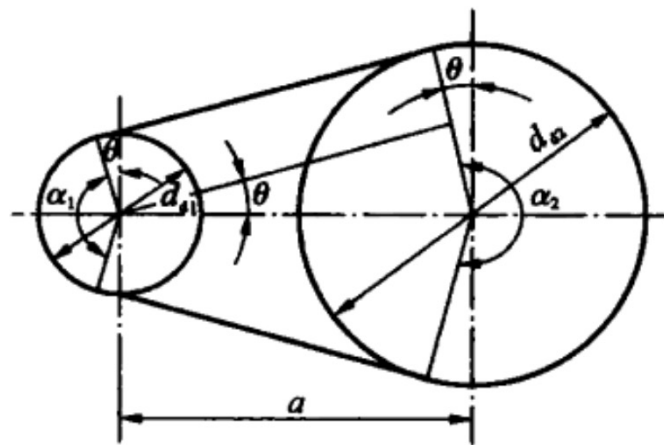


图 5-8 带传动的几何计算

- 中心距 a 的大小，直接关系到传动尺寸和带在单位时间内的绕转次数

- 中心距 a 大，则传动尺寸大，但在单位时间内的绕转次数减少，可增加带的疲劳寿命，同时使包角 α_1 增大，提高传动能力

- 一般初选中心距

- $0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$

普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

- 带长根据带轮的基准直径和初选的中心距 a_0 计算

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \quad (\text{mm})$$

- 根据初算的带长 L_{d0} ，选取相近的基准长度 L_{d0}

- 传动的实际中心距 a

$$a = A + \sqrt{A^2 - B} \quad (\text{mm})$$

$$A = \frac{L_d}{4} - \frac{\pi(d_{d1} + d_{d2})}{8}$$

$$B = \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{8}$$

- 小带轮包角 α

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ$$

- 一般要求 $\alpha_1 \geq 90^\circ \sim 120^\circ$

表 5-8 普通 V 带的长度(摘自 GB/T 11544—1997)

带型	Y	Z	A	B	C	D	E
L_d/mm	200	405	630	930	1 565	2 740	4 660
	224	475	700	1 000	1 760	3 100	5 040
	250	530	790	1 100	1 950	3 330	5 420
	280	625	890	1 210	2 195	3 730	6 100
	315	700	990	1 370	2 420	4 080	6 850
	355	780	1 100	1 560	2 715	4 620	7 650
	400	820	1 250	1 760	2 880	5 400	9 150
	450	1 080	1 430	1 950	3 520	6 100	12 230
	500	1 330	1 550	2 180	3 080	6 840	13 750
		1 420	1 640	2 300	3 520	7 620	15 280
		1 540	1 750	2 500	4 060	9 140	16 800
			1 940	2 700	4 600	10 700	
			2 050	2 870	5 380	12 200	
			2 200	3 200	6 100	13 700	
			2 300	3 600	6 815	15 200	
			2 480	4 060	7 600		
		2 700	4 430	9 100			
			4 820	10 700			
				5 370			
				6 070			

注:基准长度 L_d 为 V 带在规定的张紧力下,位于测量带轮基准直径(与所配用 V 带的节宽 b_p 相对应的带轮直径)上的周线长度。

普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

• 6) 确定带的根数 z

$$\bullet z \geq \frac{P_c}{[P]} = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L}$$

- 带的根数，应根据计算值圆整
- 带的根数不宜过多，否则各根带受力不均
- 一般取 $z < 10$ ，当 z 过大时，应改选带轮基准直径或改选带型，重新设计

• 7) 确定初拉力 F_0

$$\bullet F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_a) P_c}{K_a z v} + q v^2 \quad (\text{N})$$

- 一般认为，既能发挥带的传动能力，又能保证带的寿命的单根 V 带的初拉力计算公式如上所示
- F_0 小，带传动的传动能力小，易出现打滑
- F_0 过大，则带的寿命低，对轴及轴承的压力大

普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

• 8) 计算压力 F_Q

- $F_Q \approx 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$ (N)

- 为了设计轴和轴承，应计算 V 带对轴的压力 F_Q
- F_Q 可近似地按带的两边的初拉力 F_0 的合力计算

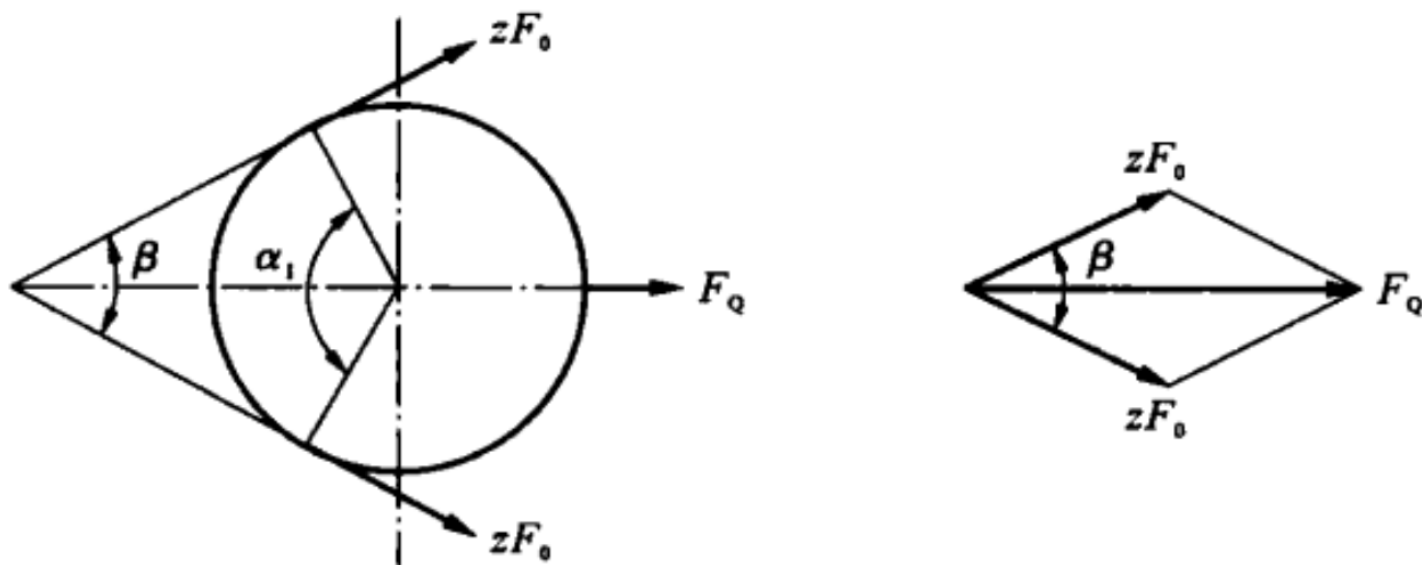


图 5-9 带传动作用在轴上的压力

普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

- 1) 确定设计功率 $P_c = K_A P$ (kW)
- 2) 初选带的型号
- 3) 确定带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2}
- 4) 验算带速 v
- 5) 确定中心距 a 、带长 L 和包角 α
- 6) 确定带的根数 z
- 7) 确定初拉力 F_0



ME303: 机械设计

2022年秋季

谢谢~

宋超阳
南方科技大学