

基础知识读本

JIANMING
CHUANDONG
JISHU
RUMEN

刘利国 王跃进 主编

简明 传动技术 入门



带传动和链传动 / 齿轮传动 / 轮系 /
螺旋传动与摩擦轮传动 / 蜗杆传动 /
液压传动 / 气压传动

广东省出版集团
广东科技出版社
全国优秀出版社

· 机械基础知识读本 ·

简明传动技术入门

刘利国 王跃进 主编

广东省出版集团
广东科技出版社
· 广州 ·

图书在版编目(CIP)数据

简明传动技术入门/刘利国,王跃进主编. —广州:广东科技出版社, 2012. 1

(机械基础知识读本)

ISBN 978 - 7 - 5359 - 5616 - 3

I. ①简… II. ①刘…②王… III. ①机械传动—基本知识
IV. ①TH132

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2011)第 174843 号

责任编辑:陈毅华

装帧设计:柳国雄

责任校对:罗美玲

责任印制:罗华之

出版发行:广东科技出版社

(广州市环市东路水荫路 11 号 邮政编码:510075)

E - mail: gdkjzbb@21cn.com

http: //www. gdstp. com. cn

经 销:广东新华发行集团股份有限公司

印 刷:广东新华印刷有限公司

(广东省佛山市南海区盐步河东中心路 23 号 邮政编码:528247)

规 格:787mm×1092mm 1/16 印张 11 字数 220 千

版 次:2012 年 1 月第 1 版

2012 年 1 月第 1 次印刷

印 数:1~5 000 册

定 价:22.00 元

如发现因印装质量问题影响阅读,请与承印厂联系调换。

前 言

本书融机械原理、机械零件、液压、气压传动等知识为一体，旨在探索建立“以全面素质为基础，能力为本位，强化应用、培养技能”的培养目标。为此，在编写时，特别注意了以下两点：

(1)在编写指导思想上，以拓宽知识面为根本，减少了相应的理论推导，突出了实用性。在内容体系的设置上，以机械职业岗位能力需要为基点，打破传统学科界限，将相关知识进行了有机结合。

(2)在编写方法上采用了大量实物图和立体图，以拉近理论知识与岗位实践之间的距离，形象和生动地体现课程内容，便于读者理解。使读者通过本书的学习，可以掌握常用机械、通用零件的工作原理、特点和应用，初步形成分析一般机械功能和动作的能力；了解设备维修、润滑、检查等工作的目的、方法和要求。

本书共分7大模块，内容包括：带传动和链传动、齿轮传动、轮系、螺旋传动和摩擦轮传动、蜗杆传动、液压传动和气压传动。每模块前面均有导言，后面附有一定量的练习题供读者练习。本书不但适用于机械、机电类等应用技术类专业的职业高中、中专和技工学校学生使用，而且还可作为相关行业人员的培训用书以及机械技术工人自学教材。根据办学层次和读者年龄、接受能力的不同，建议70~100学时为宜。

本书由江南大学刘利国和王跃进老师共同担任主编。张能武、卢学玉、张晓、范丰、吴亮、周小渔等同志参加编写。本书在编写过程中得到了江南大学、无锡技师学院、江阴市璜塘综合高级中学等参编学校领导和部分老师的大力支持和帮助，在此表示衷心感谢。

由于编者水平有限，书中难免存在错误和不妥之处，敬请广大读者在使用中不吝赐教，以便再版时改正。

目 录

第1模块 带传动和链传动

一、带传动的类型、特点与应用	(1)
二、带传动的受力分析	(4)
三、V带和带轮	(7)
四、普通V带传动的设计	(11)
五、链传动	(20)

第2模块 齿轮传动

一、齿轮传动的特点与要求	(30)
二、圆柱齿轮几何参数计算	(33)
三、斜齿圆柱齿轮传动	(37)
四、渐开线直齿圆柱齿轮的材料、加工和润滑	(39)

第3模块 轮 系

一、轮系的分类	(51)
二、轮系的传动比	(53)
三、轮系的效率	(61)
四、轮系的功能	(65)
五、其他新型齿轮传动装置	(68)

第4模块 螺旋传动与摩擦轮传动

一、螺旋传动	(71)
二、摩擦轮传动	(82)

第5模块 蜗杆传动

一、蜗杆传动的特点及分类	(87)
二、圆柱蜗杆传动	(90)
三、蜗杆传动的失效形式、材料选择、结构和设计	(97)

第6模块 液 压 传 动

一、概述	(101)
二、液压泵	(107)
三、液压缸	(120)

四、液压控制阀和基本回路	(123)
五、典型液压系统	(144)

第7模块 气压传动

一、气压传动基本知识	(149)
二、气动基本回路	(159)
三、气压系统典型实例	(164)

参考文献	(167)
------------	-------

第1模块 带传动和链传动

带传动和链传动都是利用中间挠性件(带或链)将主动轴的运动和动力传给从动轴,但两种传动的方式不同。带传动的中间挠性件是弹性体,称为带,受力后将发生变形。带传动分为摩擦传动和啮合传动。而链传动属于啮合传动,其中间挠性件可近似认为是刚性体。本模块介绍了带传动和链传动的传动特点、基本参数及主要几何尺寸计算。

一、带传动的类型、特点与应用

(一)概述

带传动由主动带轮1、从动带轮2和挠性带3组成,借助带与带轮之间的摩擦或啮合,将主动轮1的运动传给从动轮2,如图1—1所示。

根据工作原理不同,带传动可分为摩擦带传动和啮合带传动两类。

1. 摩擦带传动

摩擦带传动是依靠带与带轮之间的摩擦力传递运动的。按带的横截面形状不同可分为4种类型,如图1—2所示。

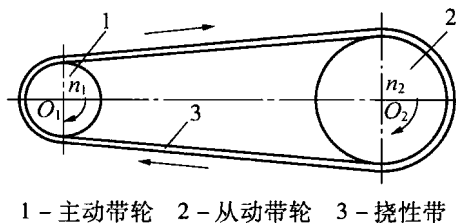


图1—1 带传动

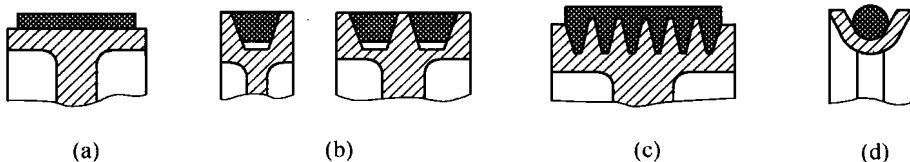


图1—2 带传动的类型

(1)平带传动

平带的横截面为扁平矩形[见图1—2(a)],内表面与轮缘接触为工作面。常用的平带有普通平带(胶帆布带)、皮革平带和棉布带等,在高速传动中常使用麻织带和丝织带。其中以普通平带应用最广。

(2)V带传动

V带的横截面为梯形,两侧面为工作面[见图1—2(b)],工作时V带与带轮槽两侧面接触,在同样压力的作用下,V带传动的摩擦力约为平带传动的3倍,故能传递较大的载荷。V带传动允许的传动比大,结构较紧凑,V带已标准化并大量生产,价廉物

美，众多优点使其获得了广泛的应用。

(3) 多楔带传动

多楔带是从普通 V 带(三角带)发展而来的，兼有 V 带和平带二者的优点，既有平带的柔软、强韧的特点，又有 V 带紧凑、高效等优点。多楔带是若干 V 带的组合[见图 1—2(c)]，可避免多根 V 带长度不等，传力不均的缺点。多楔带是由橡胶模压而成的，一层强力线绳横穿带面。多楔带主要用于传递功率较大同时要求结构紧凑的场合。

(4) 圆形带传动

横截面为圆形[见图 1—2(d)]，常用皮革或棉绳制成，只用于小功率传动。

2. 啮合带传动

啮合带传动依靠带轮上的齿与带上的齿或孔啮合传递运动。啮合带传动有两种类型，如图 1—3 所示。

(1) 同步带传动

它是在链传动的基础上综合带传动、齿轮传动的优点而发展起来的新型传动技术，属于啮合传动(带的内环表面制成齿形，与齿形带轮啮合)。最初由美国的尤尼罗伊尔公司(Uniroyal)于 1964 年研制，并用于通用汽车公司的新型顶置式凸轮轴发动机上，以代替原有的链传动，随后其发展过程主要是齿形和材料两方面。同步带传动利用带的齿与带轮上的齿相啮合传递运动和动力，带与带轮间为啮合传动没有相对滑动，可保持主、从动轮线速度同步[见图 1—3(a)]。带是挠性体，能缓冲吸振，因此兼有普通带传动与啮合传动的优点，应用日益广泛。

(2) 齿孔带传动

带上的孔与轮上的齿相啮合，同样可避免带与带轮之间的相对滑动，使主、从动轮保持同步运动[见图 1—3(b)]。

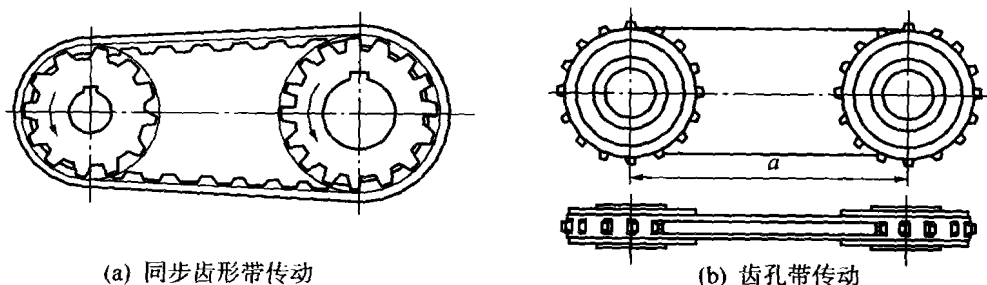
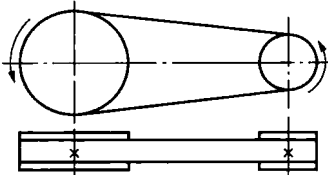
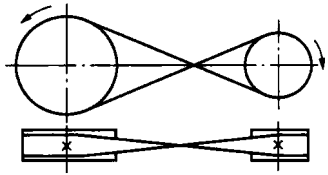
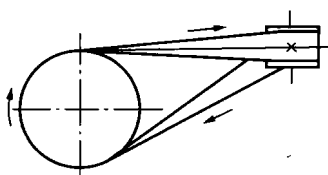


图 1—3 啮合带传动

(二) 带传动的形式

带传动的传动形式有三种：开口式、交叉式及半交叉式，表 1—1 中给出了图例及应用特点。

表 1—1 带传动的传动形式

传动形式	图 例	允许带速 (m/s)	传动比 i	特 点
开口式		25 ~ 50	≤ 5 (≤ 7)	适用于同向转动的两平行轴间的双向传动
交叉式		15	≤ 6	适用于反向转动的两平行轴间的传动，交叉处有摩擦， $a > 20b$
半交叉式		15	≤ 3 (≤ 2.5)	适用于两交错轴间的传动，一轮宽对称面通过另一轮带的绕出点

注：①表中的 $v > 30$ m/s 只适用于高速带，同步带等；②括号中的 i 值适用于 V 带、多楔带和同步带。

(三)带传动的特点

- 1) 有缓冲和吸震作用。
- 2) 运行平稳、噪声小。
- 3) 结构简单、制造成本低。
- 4) 可通过增减带长以适应不同的中心距要求。
- 5) 普通带传动过载时带会在带轮上打滑，对其他机件有保护作用。
- 6) 传动带的寿命较短。
- 7) 传递相同圆周力时，外廓尺寸和作用在轴上的载荷比啮合传动大。
- 8) 带与带轮接触面间有相对滑动，不能保证准确的传动比。

由于具有上述特点，带传动应用广泛，特别适于传动中心距大的场合，如工程机械、矿山机械、农业机械、食品机械、汽车、自动化设备等。目前，带传动所能传递的最大功率为 700kW，工作速度一般为 5 ~ 30m/s，采用特种带的高速带传动可达 60m/s，超高速带传动可达 100m/s。带传动的传动比一般 ≤ 7 ，但有个别情况可到 10。

二、带传动的受力分析

带传动中带所受到的力及所引起的应力主要有 3 种：工作拉力及所引起的应力、离心拉力及离心应力，以及带弯曲所引起的弯曲应力。

(一) 带传动的工作拉力

1. 初拉力、紧边拉力和松边拉力

为保持带与带轮之间的摩擦力，工作前带必须以一定的张紧力套在带轮上，此力称为初拉力 F_0 。带传动不工作时，带两边的初拉力相等[见图 1—4(a)]。工作时，设主动轮以 n_1 顺时针转动，由于带和带轮接触面之间存在摩擦力，处于下方的带拉力增大，变为紧边拉力 F_1 ，处于上边的带的拉力减小，变为松边拉力 F_2 [见图 1—4(b)]。

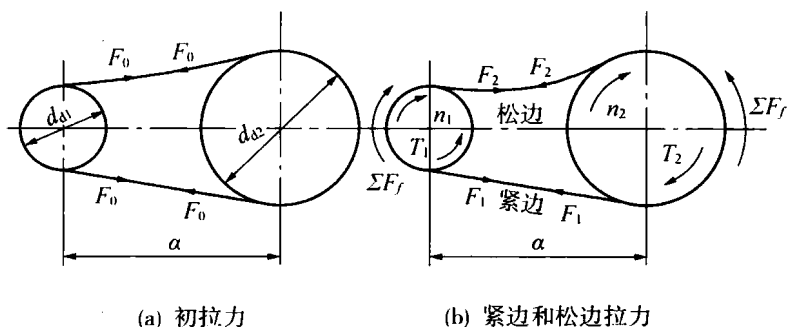


图 1—4 带传动的受力情况

如果近似地认为带的总长度保持不变，并且假设皮带为线弹性体，若以主动轮一侧为研究对象，则总摩擦力 F_f 对轴心的力矩应等于两边拉力对轴心的力矩之差，即：

$$F_f \cdot \frac{d_{d1}}{2} = F_1 \cdot \frac{d_{d1}}{2} - F_2 \cdot \frac{d_{d1}}{2}$$

由上式可得：

$$F_f = F_1 - F_2 \quad (1-1a)$$

式中： F_f ——皮带工作面上的总摩擦力的大小。

2. 有效圆周力与带传动的功率

松、紧边拉力之差，为带与带轮接触面上的总摩擦力 F_f ，亦即带传动传递的载荷，称为带的有效圆周力 F_e ，其值为：

$$F_e = F_f = F_1 - F_2 \quad (1-1b)$$

拉力差愈大，承载力愈大。V 带所传递的功率 P 为：

$$P = \frac{F_e v}{1000} \quad (1-2)$$

式中： P ——功率，单位为 kW；

F_e ——有效圆周力的单位为 N；

v ——传动带的速度, 单位为 m/s 。

在初拉力 F_0 、紧边拉力 F_1 、松边拉力 F_2 和有效圆周力 F_e 这4个力中, 只有两个是独立的。因此, 由式(1—1)和式(1—2)可得:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_e}{2} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_e}{2} \end{aligned} \right\} \quad (1-3)$$

由式(1—2)可知, 在带速一定的条件下, 带传动所传递的功率 P 决定了带传动应有的有效圆周力 F_e , 也就相应地决定了传动带和带轮之间应该至少具有的总摩擦力 F_f , 也同时决定了传动带应具有的最小的初拉力 $F_{0\min}$ 。

要使带传动能够正常工作, 其初拉力 F_0 必须大于最小初拉力 $F_{0\min}$, 否则, 带传动将出现打滑。当带有打滑趋势时, 带上的摩擦力达到最大值, 有效圆周力也达到最大值。

3. 欧拉公式

当皮带有打滑趋势时, 摩擦力达到最大值, 若略去离心力的影响, 根据理论推导, 即可得到所谓挠性体摩擦的欧拉公式。

带的最大有效圆周力:

$$F_{e\max} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (1-4)$$

式中: α ——带轮包角, rad ;

e ——自然对数的底, $e \approx 2.718$;

f ——摩擦系数(当带的工作表面不是平面时, 应使用当量摩擦系数 f_r)。

上式为著名的欧拉公式, 即挠性体摩擦的基本公式。

包角 α 的计算:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &\approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.5^\circ}{\alpha} \\ \alpha_2 &\approx 180^\circ + (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.5^\circ}{\alpha} \end{aligned} \quad (1-5)$$

式(1—5)中的包角应取 α_1 和 α_2 中的较小者, d_{d1} 和 d_{d2} 分别为小带轮和大带轮的基准直径, 由上式可知, 最大有效圆周力 $F_{e\max}$ 与下列几个因素有关:

(1) 初拉力 F_0

最大有效圆周力 $F_{e\max}$ 与 F_0 成正比, 这是因为 F_0 越大, 皮带与带轮间的正压力越大, 则传动时的摩擦力越大, 最大有效圆周力 $F_{e\max}$ 也就越大。但 F_0 过大时, 将使皮带发热和磨损加剧, 以致过快松弛, 缩短皮带的工作寿命。如 F_0 过小, 则皮带传动的工作能力得不到充分发挥, 运转时容易发生跳动和打滑。

(2) 包角 α

最大有效圆周力 $F_{e\max}$ 随包角 α 的增大而增大。这是因为 α 越大, 皮带和带轮接触面上所能产生的总摩擦力也越大, 传动能力就越高。因为一般情况下, 大带轮的包角大于小带轮的包角, 所以最大摩擦力的值取决于小带轮的包角 α_1 。因此, 设计带传动

时, α_1 不能太小, 对于 V 带传动, 应使 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ 。

(3) 摩擦系数 f

最大有效圆周力 F_{emax} 随摩擦系数的增大而增大, 这是因为摩擦系数越大, 则摩擦力越大, 传动能力也越高。而摩擦系数 f 与带及带轮的材料和表面状况、工作环境条件等有关。例如, 在无润滑的条件下, 橡胶对钢, f 一般约为 0.4; 而橡胶对铸铁, f 可达 0.8。正因为如此, 所以常采用铸铁制造的带轮。

(二) 带传动的弹性滑动、传动比和打滑

1. 弹性滑动

由于皮带的弹性变形而引起的带相对带轮表面的滑动称为带的弹性滑动。传动带是弹性体, 在拉力的作用下会变形, 其变形量随拉力的增加而增加。传动时, 由于紧边拉力 F_1 大于松边的拉力 F_2 , 因此, 带在紧边的伸长率大于松边的伸长率。当主动轮依靠摩擦力使带一起运转并绕过主动轮时, 带的伸长率逐渐减小, 也就是说带相对于轮面在向后收缩, 从而使带与轮面间产生相对滑动, 导致带的运动速度落后于主动轮的圆周速度。类似的现象也出现在从动轮上, 只不过是带依靠摩擦力使从动轮一起运转, 此时, 带的伸长率逐渐增大, 带相对于轮面在逐渐向前伸长, 从而使带的运动速度超前于从动轮的圆周速度。弹性滑动不仅造成传动比不准确, 还降低了传动效率、引起带的磨损和温升, 降低了带的寿命。

2. 传动比

可用滑动率 ε 表示弹性滑动的程度, 如下式:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\pi n_1 d_{d1} - \pi n_2 d_{d2}}{\pi n_1 d_{d1}} \quad (1-6)$$

式中: ε ——滑动率;

v_1 ——主动轮线速度;

v_2 ——从动轮线速度。

计入弹性滑动的影响, 从动轮的转速 n_2 和直径 d_{d2} 为:

$$\begin{aligned} n_2 &= (1 - \varepsilon) \frac{d_{d1} n_1}{d_{d2}} \\ d_{d2} &= (1 - \varepsilon) i d_{d1} \\ i &= \frac{d_{d2}}{d_{d1} (1 - \varepsilon)} \end{aligned} \quad (1-7)$$

式中: i ——传动比。

在一般传动中, 因滑动率并不大 ($\varepsilon \approx 1\% \sim 2\%$), 故可不予考虑, 而取传动比为:

$$\varepsilon = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_{d2}}{d_{d1}} \quad (1-8)$$

3. 打滑

随着工作载荷的增大, 皮带的有效圆周力达到最大值, 皮带开始沿带轮滑动, 称为打滑。打滑是传动载荷过大造成的。打滑使带不能正常工作, 发生严重磨损并很快

失效。通过合理设计带传动的参数，可以避免打滑。实际工程中亦常利用打滑实现过载保护。

三、V 带和带轮

(一)V 带类型和尺寸标准

V 带可分为普通 V 带、窄 V 带、宽 V 带、联组 V 带、齿形 V 带、大楔角 V 带等多种类型，由于普通 V 带应用最广，设计方法与理论具有普遍性，本节将重点讨论普通 V 带的设计方法，其他类型的 V 带传动设计可参阅有关标准。

标准普通 V 带是用多种材料制成的无接头环形带。这些材料包括顶胶、抗拉体、底胶和包布，其组成方式如图 1—5 所示，根据抗拉体结构的不同，普通 V 带分为帘布芯 V 带和绳芯 V 带两种。帘布芯 V 带制造方便，绳芯 V 带柔韧性好，主要用于载荷不大和带轮直径较小的场合。

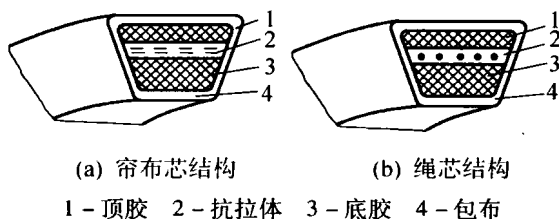
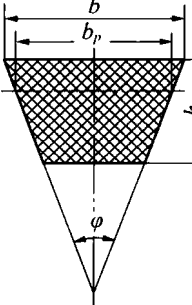


图 1—5 普通 V 带结构

按 GB/T11544—1997 规定，普通 V 带分为 Y、Z、A、B、C、D、E 7 种，截面高度与节宽的比值为 0.7；窄 V 带分为 SPZ、SPA、SPB、SPC 4 种，截面高度与节宽的比值为 0.9，带的截面尺寸如表 1—2 所示。

表 1—2 V 带的截面尺寸

	带 型		节宽 b_p	顶宽 b	高度 h	质量 q (kg)	楔角 φ
	普通 V 带	普通 V 带					
	Y		5.3	6	4	0.03	40°
	Z	SPZ	8.5	10	6 8	0.06 ~ 0.07	
	A	SPA	11.0	13	8 10	0.11 ~ 0.12	
	B	SPB	14.0	17	11 14	0.19 ~ 0.20	
	C	SPC	19.0	22	14 18	0.33 ~ 0.37	
	D		27.0	32	19	0.66	
	E		32.0	38	23	1.02	

窄 V 带的强力层采用高强度绳芯，能承受较大的预紧力，且可挠曲次数增加，截面形状如图 1—6 所示。当带高与普通 V 带相同时，其带宽较普通 V 带小约 1/3，而承载能力可提高 1.5 ~ 2.5 倍，适用于传递大功率而又要求传动装置紧凑的场合，故应用日趋广泛。

表 1—3 V 带的基准长度范围

适用截面型号	基准长度	适用截面型号
	400	
	450	
	500	
	560	
	630	
	710	
	800	
	900	
	1 000	
	1 120	
	1 250	
	1 400	
	1 600	
	1 800	
	2 000	
	2 240	
	2 500	
	2 800	
	3 150	
	3 550	
	4 000	
	4 500	
	5 000	
	5 600	
	6 300	
	7 100	
	8 000	
	9 000	
	10 000	
	11 200	
	12 500	
	14 000	
	16 000	

V 带在规定张紧力下弯绕在带轮上时外层受拉伸变长，内层受压缩变短，两层之间存在一长度不变的中性层，沿中性层形成的面称为节面。节面的宽度称为节宽 b_p ，节面的周长为带的基准长度 L_d ，各种型号带的基准长度范围见表 1—3。V 带的型号和标准长度都压印在胶带的外表面上，以供识别和选用。例：B2500 GB/T11544—1997，表示 B 型 V 带，带的基准长度为 2500 mm。又如，SPA 型窄 V 带，基准长度为 1 400 mm，其标记为：SPA1400 GB/T 11 544—1997。

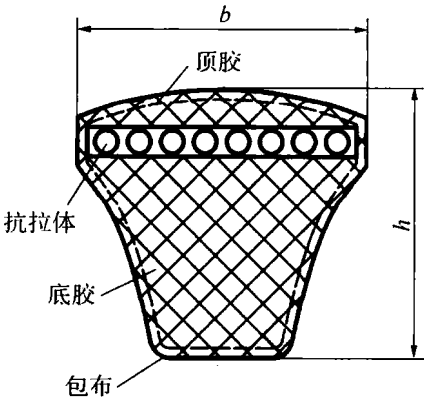


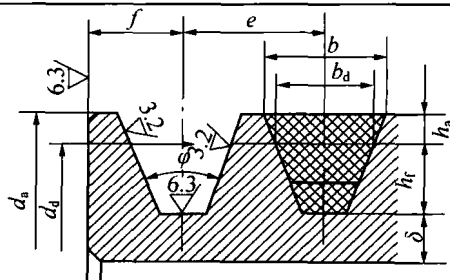
图 1—6 窄 V 带的截面形

(二)V 带轮的材料和结构

制造 V 带轮的材料可采用灰铸铁、钢、铝合金或工程塑料，以灰铸铁应用最为广泛。当带速 $v \leq 25\text{m/s}$ 时，采用 HT150， $v > 25 \sim 30\text{m/s}$ 时采用 HT200，速度更高的带轮可采用球墨铸铁或铸钢，也可采用钢板冲压后焊接带轮。小功率传动可采用铸铝或工程塑料。

表 1—4 V 带轮的轮缘尺寸 (GB/ T 13575. 1—1992)

(mm)



项 目		符 号	槽 型										
			Y	Z	SPZ	A	SPA	B	SPB	C	SPC	D	E
基 准 宽 度		b_d	5.3	8.5		11.0		14.0		19.0		27.0	32.0
基准线上槽深		h_{amin}	1.6	2.0		2.75		3.5		4.8		8.1	9.6
基准线下槽深		h_{fmin}	4.7	7.0	9.0	8.7	11.0	10.8	14.0	14.3	19.0	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
槽 边 距		f_{min}	6	7		9		11.5		16		23	28
最小轮缘厚		δ_{min}	5	5.5		6		7.5		10		12	15
带 轮 宽		B	$B = (z-1)e + 2f$ z — 轮 槽 数										
外 径		d_a	$d_a = d_d + 2h_a$										
轮 槽 角 φ	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	—	—		
	偏 差		$\pm 30'$										

带轮由轮缘、轮辐、轮毂三部分组成。轮缘上制有槽，槽的结构尺寸和数量应与所用 V 带的型号、根数相对应。V 带横截面的楔角均为 40° ，但带在带轮上弯曲时，由于截面变形将使其楔角减小，为了保证工作时带和带轮槽面接触良好，故将带轮轮槽楔角规定为 4 种： 32° 、 34° 、 36° 和 38° 。V 带轮轮槽截面尺寸见表 1—4。表中 b_d 表示带轮轮槽的基准宽度，通常与 V 带的节面宽度 b_p 相等，即 $b_d = b_p$ 。基准宽度处带轮的直径称为基准直径 d_d ，如表 1—4 中的图例所示。

V 带轮按轮辐结构不同分为 4 种形式，如图 1—7 所示。

带轮基准直径 $d_d \leq (2.5 \sim 3)d_0$ (d_0 为带轮轴直径) 时可采用 S 型 [实心带轮，图 1—6(a)]； $d_d \leq 300\text{mm}$ 时可采用 P 型 (腹板式带轮，图 1—7b)；且当 $d_d - d_1 \geq 100\text{mm}$ 时，可采用 H 型 [孔板式带轮，图 1—7(c)]； $d_d > 300\text{mm}$ 时可采用 E 型 [轮辐式带轮，

图 1—7(d)]。

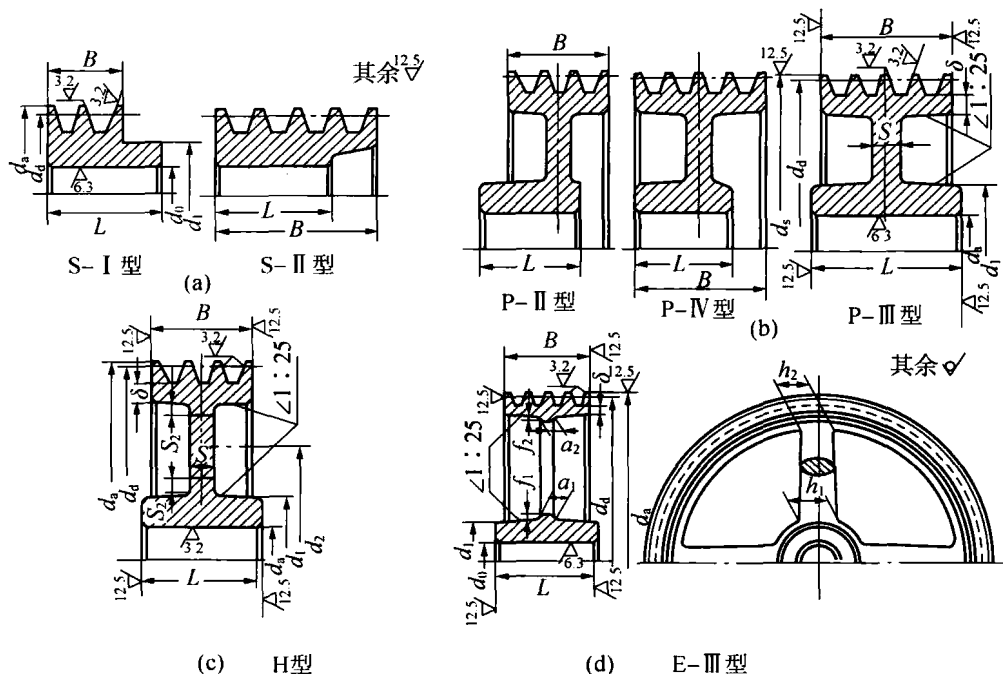


图 1—7 V 带轮的结构

(三) 带传动的安装与维护

正确的安装和维护是保证带传动正常工作、延长胶带使用寿命的有效措施，一般应注意以下几点：

1. 平行轴传动时各带轮的轴线必须保持规定的平行度

V 带传动主、从动轮轮槽必须调整在同一平面内，误差不得超过 $20'$ ，否则会引起 V 带的扭曲使两侧面过早磨损，如图 1—8 所示。

2. 套装带时不得强行撬入

应先将中心距缩小，将带套在带轮上，再逐渐调大中心距拉紧带，直至所加测试力 G 满足规定的挠度 $y = 1.6a/100$ 为止。

3. 配组公差应规范

多根 V 带传动时，为避免各根 V 带载荷分布不均，带的配组公差应在规定的范围内。

4. 定期检查及时调整

对带传动应定期检查及时调整，发现损坏的 V 带应及时更换，新旧带、普通 V 带和窄 V 带、不同规格的 V 带均不能混合使用。

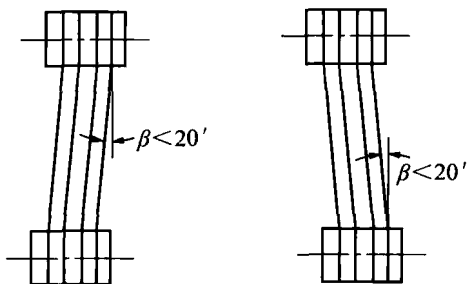


图 1—8 带轮的安装位置

5. 带传动装置必须安装安全防护罩

安全防护罩既可防止绞伤人,又可以防止灰尘、油及其他杂物飞溅到带上影响传动。

四、普通 V 带传动的设计

设计 V 带传动的原始条件为:传动的用途、工作条件、原动机种类、传递的功率、带轮转速及外廓尺寸要求等。

设计计算的主要内容包括:V 带的型号、长度、根数、中心距、带轮直径、材料、结构及作用在轴上的压力等。

(一)设计方法和步骤

1. 确定计算功率 P_c

计算功率 P_c 是根据传递的功率 P 和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:

$$P_c = K_A P \quad (1-9)$$

式中: P_c ——计算功率, kW;

K_A ——工作情况系数(见表 1—5);

P ——传递的额定功率(例如电动机的额定功率), kW。

表 1—5 V 带传动的工作情况系数 K_A

载 荷 性 质	工 作 机	原 动 机					
		空、轻载启动			重 载 启 动		
		每 天 工 作 小 时 数(h)					
		<10	10～16	>16	<10	10～16	>16
载荷平稳	液体搅拌机、通风机和鼓风机(≤7.5kW)、离心式水泵和压缩机、轻型输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机(不均匀负荷)、通风机(>7.5kW) 旋转式水泵和压缩机(非离心式)、发电机、金属切削机床、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、磨粉机、冲剪机床、旋转筛、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、棒磨磨、管磨)	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;③反复启动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合, K_A 应乘以 1.2。