

学习情境三 输送机带传动装置设计

情境描述

图 3-1 所示为带式输送机传动示意图。带式输送机由三部分组成:虚线框 1 为输送机带传动装置,虚线框 2 为输送机齿轮减速器装置,虚线框 3 为输送机传送带装置。

本学习情境主要解决带传动装置中典型零件 V 带、带轮、键的设计及选用。

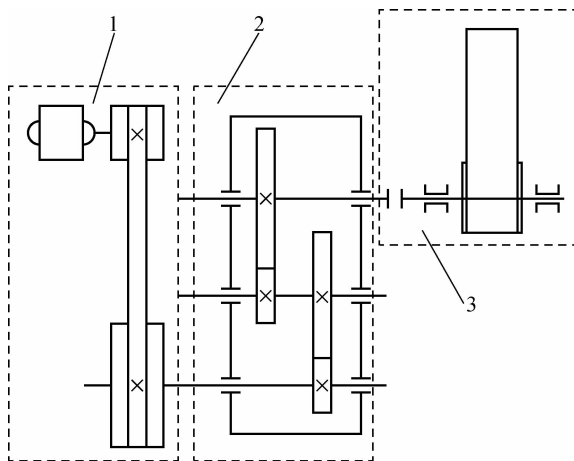


图 3-1 带式输送机传动示意图

1—带传动装置; 2—齿轮减速器装置; 3—传送带装置

任务一 V 带传动的设计

任务描述

设计带式输送机传动装置中 V 带传动。根据带式输送机传动装置设计要求,原动机为

三相异步电动机,电动机额定功率 $P_N=7.5\text{ kW}$,满载转速 $n_1=1\ 440\text{ r/min}$, $i_{12}=2$,中心距为 800 mm 左右,运输装置工作时有轻度冲击,两班制工作。

任务分析

完成设计任务,需要做如下准备工作:分析输送机的传动部分,明确带传动的作用,掌握带传动类型、特点及应用,根据整机的工作情况选择电动机的型号,在熟悉带传动有关知识的基础上进行带传动设计。带传动设计内容主要包括带的型号、长度、根数、中心距、大小带轮直径及带轮结构尺寸等,并绘制带轮的零件图。



知识资讯

一、带传动的组成和特点

1. 带传动的组成

如图 3-2 所示,带传动一般由主动轮、从动轮、紧套在两轮上的传动带及机架组成。当原动件驱动带轮(主动轮)转动时,带与带轮间摩擦力的作用使从动轮一起转动,从而实现运动和动力的传递。

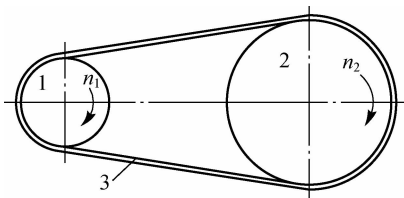


图 3-2 带传动的组成

1—主动轮; 2—从动轮; 3—传动带

2. 带传动的特点

由于带的材质及带传动的结构组成,其优、缺点如下:

(1)带传动的主要优点。

- ①适用于中心距较大的传动。
- ②带具有弹性,可缓冲和吸振。
- ③传动平稳,噪声小,无油污染。
- ④过载时带与带轮间会出现打滑,可防止其他零件损坏,起安全保护作用。
- ⑤结构简单,便于加工和装配维修,成本低廉。

(2)带传动的主要缺点。

- ①传动的外廓尺寸较大。
- ②由于带的滑动,因此瞬时传动比不准确,不能用于要求传动比精确的场合。
- ③传动效率较低,带的寿命短,传动中对轴的作用力较大。

带传动多用于原动机与工作机之间的传动,一般传递的功率 $P \leq 100\text{ kW}$;带速 $v=5 \sim 25\text{ m/s}$;传动效率 $\eta=0.90 \sim 0.95$;传动比 $i \leq 7$ 。带传动中由于摩擦会产生电火花,故不能用

于有爆炸危险的场合。

二、带传动的类型及应用

根据传动原理的不同,带传动主要可以分为两类:摩擦型带传动和啮合型带传动(见图 3-3)。

1. 摩擦型带传动

摩擦型带传动通常由主动轮、从动轮和张紧在两轮上的环形传动带组成,由于带已被张紧,传动带在静止时已受到预紧力的作用,带与带轮之间的接触面间产生了正压力。当主动轮转动时,依靠带与带轮接触面之间的摩擦力,拖动传动带进而驱动从动轮转动,实现传动。

(1)平带传动。如图 3-4(a)所示,平带截面形状为矩形,其工作面为内表面。常用的平带为橡胶帆布带。平带传动多用于两轴平行、转向相同、中心距较大的场合。

(2)V带传动。V带截面形状为梯形,其工作面为两侧面,如图 3-4(b)所示。V带与平带相比,当量摩擦系数大,能传递较大的功率,且结构紧凑,在机械传动中应用最广。

(3)多楔带传动。如图 3-4(c)所示,多楔带是在平带基体上由多根 V 带组成的传动带。多楔带能传递的功率更大,且能避免多根 V 带长度不等而产生的传力不均匀的缺点,故适用于传递功率较大且要求结构紧凑的场合。

(4)圆带传动。圆带横截面为圆形,如图 3-4(d)所示。常用皮革或棉绳制成,用于小功率机械传动,如录音机、缝纫机、牙科医疗器械等。

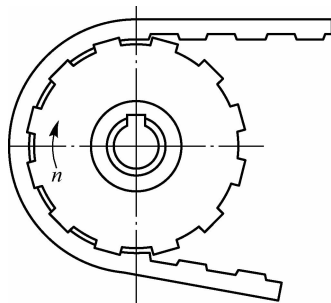


图 3-3 啮合型带传动

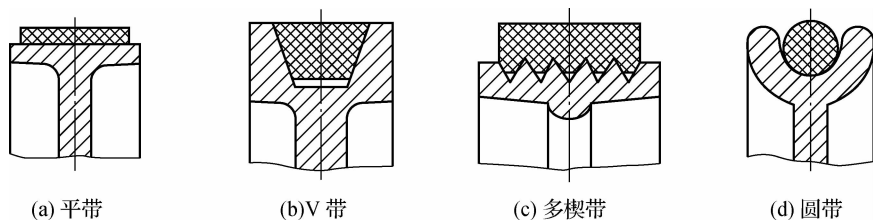


图 3-4 带的类型

2. 啮合型带传动

啮合型带传动即为同步带传动,它由主动同步带轮、从动同步带轮和套在两轮上的环形同步带组成。依靠传动带与带轮上的齿相互啮合来传递运动和动力,如图 3-3 所示,具有传递功率大、传动比准确等优点,多用于汽车发动机、数控机床等要求传动平稳、传动精度较高的场合。

三、普通 V 带的结构和尺寸

普通 V 带都制成无接头的环形,其横截面由底胶层、抗拉层、顶胶层和包布层构成,如图 3-5 所示。各构成部分的成分及作用如下:

- (1)包布层由胶帆布制成,起保护作用。
- (2)底胶层由橡胶制成,当带弯曲时承受压缩。
- (3)顶胶层由橡胶制成,当带弯曲时承受拉伸。

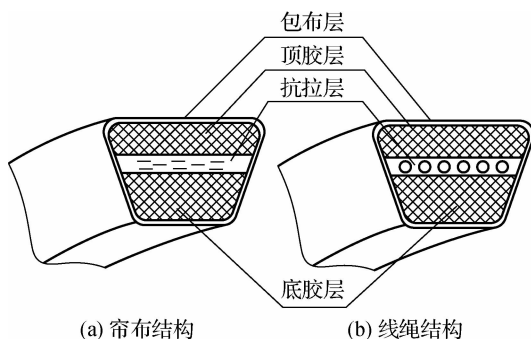


图 3-5 普通 V 带的结构

(4) 抗拉层由抗拉强度较高的化学纤维组成,是承受载荷的主体,按结构不同分为帘布结构(由胶帘布组成)和线绳结构(由胶线绳组成)两种。帘布结构抗拉强度高,一般用途的 V 带多采用这种结构。线绳结构比较柔软,弯曲疲劳强度较好,但拉伸强度低,常用于载荷不大,直径较小的带轮和转速较高的场合。

根据国家标准 GB/T 11544—2012《带传动 普通带和窄带尺寸(基准宽度制)》的规定,普通 V 带按截面尺寸大小分为 Y、Z、A、B、C、D、E 七种型号(见表 3-1)。

表 3-1 普通 V 带的基本参数和尺寸(摘自 GB/T 11544—2012)

	带型	节宽 b_p /mm	顶宽 b /mm	高度 h /mm	质量 q $/(kg \cdot m^{-1})$	楔角 $\alpha/(^\circ)$
	Y	5.3	6	4	0.04	
Z	8.5	10	6	0.06		
A	11	13	8	0.10		
B	14	17	11	0.17		
C	19	22	14	0.30		
D	27	32	19	0.63		
E	32	38	23	0.92		

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 (见表 3-2),节面的周长为带的基准长度 L_d 。

表 3-2 普通 V 带的长度系列和带长修正系数 K_L (GB/T 13575.1—2008)

Y L_d	K_L	Z L_d	K_L	A L_d	K_L	B L_d	K_L	C L_d	K_L	D L_d	K_L	E L_d	K_L
200	0.81	405	0.87	630	0.81	930	0.83	1 565	0.82	2 740	0.82	4 660	0.91
224	0.82	475	0.90	700	0.83	1 000	0.84	1 760	0.85	3 100	0.86	5 040	0.92
250	0.84	530	0.93	790	0.85	1 100	0.86	1 950	0.87	3 330	0.87	5 420	0.94
280	0.87	625	0.96	890	0.87	1 210	0.87	2 195	0.90	3 730	0.90	6 100	0.96

续表

Y L_d	K_L	Z L_d	K_L	A L_d	K_L	B L_d	K_L	C L_d	K_L	D L_d	K_L	E L_d	K_L
315	0.89	700	0.99	990	0.89	1 370	0.90	2 420	0.92	4 080	0.91	6 850	0.99
355	0.92	780	1.00	1 100	0.91	1 560	0.92	2 715	0.94	4 620	0.94	7 650	1.01
400	0.96	920	1.04	1 250	0.93	1 760	0.94	2 880	0.95	5 400	0.97	9 150	1.05
450	1.00	1 080	1.07	1 430	0.96	1 950	0.97	3 080	0.97	6 100	0.99	12 230	1.11
500	1.02	1 330	1.13	1 550	0.98	2 180	0.99	3 520	0.99	6 840	1.02	13 750	1.15
		1 420	1.14	1 640	0.99	2 300	1.01	4 060	1.02	7 620	1.05	15 280	1.17
		1 540	0.54	1 750	1.00	2 500	1.03	4 600	1.05	9 140	1.08	16 800	1.19
				1 940	1.02	2 700	1.04	5 380	1.08	10 700	1.13		
				2 050	1.04	2 870	1.05	6 100	1.11	12 200	1.16		
				2 200	1.06	3 200	1.07	6 815	1.14	13 700	1.19		
				2 300	1.07	3 600	1.09	7 600	1.17	15 200	1.21		
				2 480	1.09	4 060	1.13	9 100	1.21				
				2 700	1.10	4 430	1.15	10 700	1.24				
						4 820	1.17						
						5 370	1.20						
						6 070	1.24						

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。普通V带的标记由带型、基准长度和标准号组成。例如,B-2240 GB/T 11544—2012,表示B型普通V带,带的基准长度为2 240 mm。

四、普通V带轮的材料和结构尺寸

V带轮是普通V带传动的重要组成零件,它必须具有足够的强度,但又要重量轻,质量分布均匀;轮槽的工作面对带必须有足够的摩擦,又要减少对带的磨损。V带轮通常采用铸铁HT150或HT200制造,其允许的最大圆周速度为25 m/s。速度更高时,可采用铸钢或钢板冲压后焊接。塑料带轮的重量轻、摩擦系数大,常用于机床中。

V带轮一般由轮缘、轮辐(或腹板)和轮毂三部分组成,在轮缘处有相应的轮槽(见图3-6)。各种型号V带轮的轮槽的参数及尺寸见表3-3。各种型号普通V带两侧面的夹角均为 40° ,V带绕在带轮上弯曲时,其截面变形使两侧面的夹角减小。为使V带能紧贴轮槽两侧,轮槽的楔角规定为 32° 、 34° 、 36° 和 38° 。V带轮的基准直径系列见表3-4。

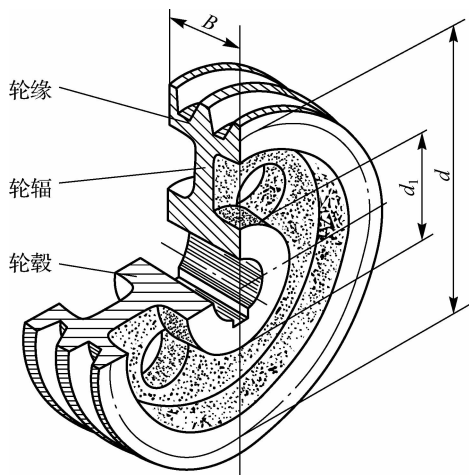


图3-6 V带轮的组成

表 3-3 各种型号普通 V 带轮的轮槽的参数及尺寸

单位: mm

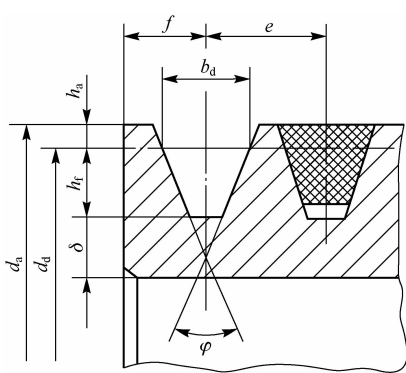
		槽型	Y	Z	A	B	C	D	E
		基准宽度 b_d	5.3	8.5	11	14	19	27	32
基准线上槽深 h_{amin}	1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6		
基准线下槽深 h_{fm}	4.7	7.0	8.7	10.8	14.3	19.9	23.4		
槽间距 e	8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7		
槽边距 f_{min}	6	7	9	11.5	16	23	28		
轮缘厚 δ_{min}	5	5.5	6	7.5	10	12	15		
外径 d_a	$d_a = d_d + 2h_a$								
带轮槽角 φ	32°	≤ 60	—	—	—	—	—		
	34°	—	≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315	—		
	36°	> 60	—	—	—	—	≤ 475		
	38°	—	> 80	> 118	> 190	> 315	> 475		

表 3-4 V 带轮的基准直径系列

单位: mm

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

注: 括号内的直径尽量不用。

V 带轮的结构与齿轮结构相似, 直径较小时, 一般 $d_d \leq (2.5 \sim 3)d_0$ (d_0 为轴的直径), 可采用实心式[见图 3-7(a)]; 中等直径 $d_d \leq 300$ mm 的带轮可采用腹板式[见图 3-7(b)], 且当 $d_d - d_1 \geq 100$ mm 时, 可采用孔板式[见图 3-7(c)]; $d_d > 300$ mm 时, 可采用轮辐式带轮[见图 3-7(d)]。

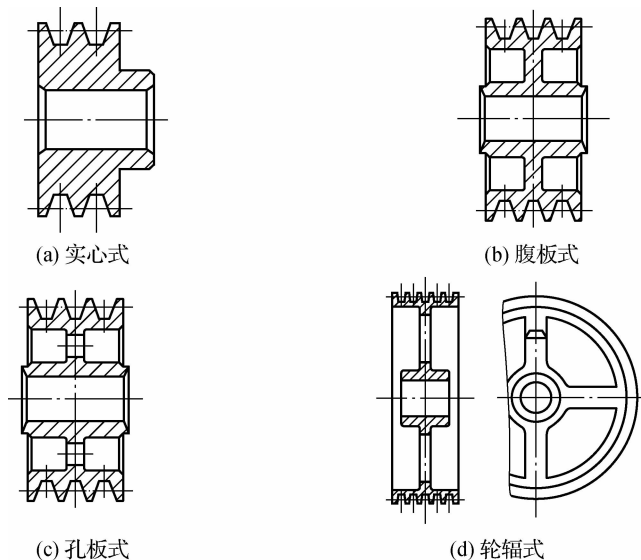


图 3-7 V 带轮的结构类型

五、带传动的工作情况分析

带传动时,受到哪些力的作用呢?

知识链接

物体的受力分析

静力学主要研究的是物体在力系作用下的平衡问题。力系是指作用在同一物体或同一物体系上的一组力;平衡是指物体相对于地面保持静止或做匀速直线运动的状态。

1. 力的概念

力是物体间的相互机械作用,这种作用使物体的运动状态发生变化或使物体发生变形。力对物体的作用有两种效应:一是有使物体的运动状态发生改变的趋势,称为外效应或运动效应;二是有使物体发生变形的趋势,称为内效应或变形效应。

实践证明,力对物体的作用效果,取决于力的大小、方向和作用点,这称为力的三要素。

使 1 kg 质量的物体产生 1 m/s^2 加速度的力,在国际单位制中就定义为 1 N 。力的常用单位为 N 或 kN 。

力是一个不仅有大小还有方向的量,所以是一个矢量。力可以用一带箭头的线段来表示,线段的长度 AB 按一定的比例尺表示力的大小(见图 3-8);箭头指向表示力的方向;线段的起点或终点表示力的作用点;与线段重合的直线称为力的作用线。具有确定作用点的矢量称为定位矢量,不涉及作用点的矢量称为自由矢量。力是定位矢量,只表示力的大小和方向的矢量称为力矢。通常规定用黑体字母表示力,用普通字母表示力的大小。

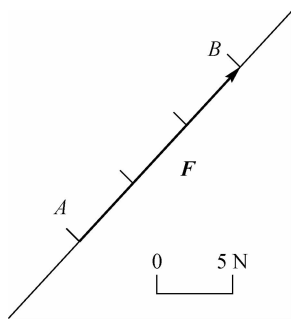


图 3-8 力的表示法

2. 力的性质

力的基本性质是人们在长期的生活和生产实践中积累的关于物体间相互机械作用性质的经验总结,其正确性已被实践反复证明,为大家所公认,所以也称静力学公理。

(1)性质 1(力的平行四边形公理)。

作用于物体上同一点的两个力的合力也作用于该点,且合力的大小和方向可用这两个力为邻边所作的平行四边形的对角线来确定。力的平行四边形公理是力系合成的基础。

如图 3-9(a)所示,以 \mathbf{F}_R 表示力 \mathbf{F}_1 和力 \mathbf{F}_2 的合力,则可以表示为 $\mathbf{F}_R = \mathbf{F}_1 + \mathbf{F}_2$,即作用于物体上同一点两个力的合力等于这两个力的矢量和。

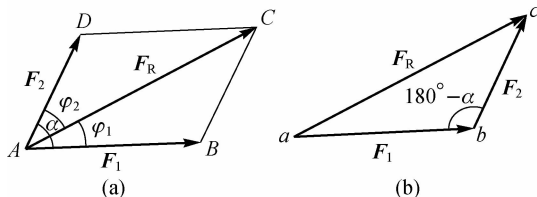


图 3-9 力的矢量合成

在求两个共点力的合力时,我们常采用力的三角形法则,如图 3-9(b)所示。从刚体外任选一点 a 作矢量 ab 代表力 F_1 ,然后从 b 的终点作矢量 bc 代表力 F_2 ,最后连接起点 a 与终点 c 得到矢量 ac ,则矢量 ac 就代表合力矢 F_R 。分力矢与合力矢所构成的三角形 abc 称为力的三角形。这种合成方法称为力的三角形法则。

(2)性质 2(二力平衡公理)。

要使两个力作用的刚体平衡,必须要这两个力的大小相等、方向相反且作用在同一直线上,这一性质称为二力平衡公理。它说明了作用在一个物体上的两个力的平衡条件。受两个力作用处于平衡的构件称为二力构件。工程上常遇到二力构件。根据性质 3,二力构件上的两力必须沿二力作用点的连线,且等值、反向。

(3)性质 3(作用力与反作用力公理)。

两物体间的相互作用力,总是大小相等、方向相反、沿同一直线,分别作用于该两物体上,这一性质称为作用力与反作用力公理。该性质揭示了力总是成对出现的,力在物体间相互作用的关系。

注意作用力与反作用力分别作用在两个物体上,而二力平衡的两个力作用在同一物体上。

(4)性质 4(加减平衡力系公理)。

作用于物体上的任一已知力系中,增加或减去任一平衡力系,并不改变原力系对刚体作用的效应。这一性质称为加减平衡力系公理,它是力系等效代换的依据。

(5)推论 1(力的可传性)。

作用于刚体上某点的力,可以沿着它的作用线移到刚体上任意一点,并不改变该力对刚体的作用效应(见图 3-10)。

(6)推论 2(三力平衡汇交定理)。

由力的性质 1 和性质 3 容易证明,当刚体在三个力作用下处于平衡时,若其中两个力的作用线汇交于一点,则第三个力的作用线必通过该点,且此三个力的作用线在同一共面内(见图 3-11)。

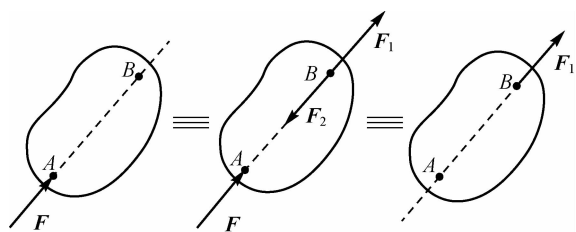


图 3-10 力的可传性

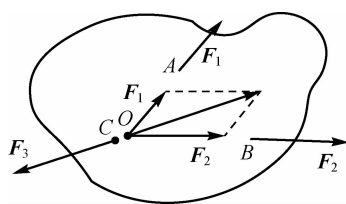


图 3-11 三力平衡汇交定理

3. 约束与约束力

根据物体的运动是否受其他物体的限制,物体可分为自由体和非自由体。在空间可做任意运动的物体称为自由体,如飞机、火箭、空中的鸟等。如果物体的运动受到其他物体的限制,沿着某些方向不能运动的物体称为非自由体。如悬挂的重物,因为受到绳索的限制,其在某些方向不能运动而成为非自由体。这种阻碍物体运动的限制称为约束。约束通常是通过物体间的直接接触形成的。

既然约束阻碍物体沿某些方向运动,那么当物体沿着约束所阻碍的运动方向运动或有运动趋势时,约束对其必然有力的作用,以限制其运动,这种力称为约束力,又称约束反力,简称反力。约束力的方向总是与约束所能阻碍的物体的运动或运动趋势的方向相反,它的作用点就在约束与被约束物体的接触点,大小可以通过计算求得。

工程上通常把能使物体主动产生运动或运动趋势的力称为主动力或载荷,如重力、风力、水压力等。通常主动力是已知的,约束力是未知的,它不仅与主动力的情况有关,同时也与约束类型有关。下面介绍工程实际中常见的几种约束类型及其约束力的特性。

(1) 柔性约束。柔性约束是指由柔软而不计自重的绳索、链条、皮带等柔索对物体的约束。理想化条件:柔索绝对柔软、无重量、无粗细、不可伸长或缩短。由于柔索只能承受拉力,所以柔索的约束力作用于接触点,方向沿柔索的中心线而背离物体,为拉力,如图 3-12 所示。

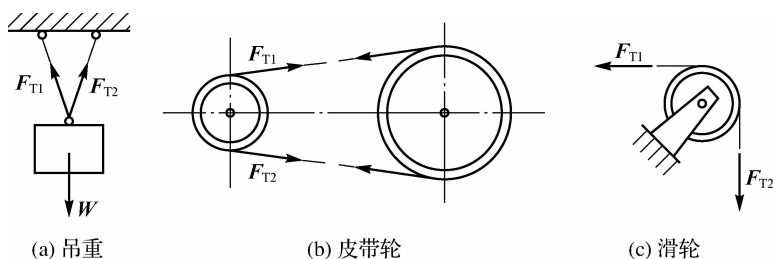


图 3-12 柔性约束

(2) 光滑接触面约束。当物体接触面上的摩擦力可以忽略时,即可看作光滑接触面,这时两个物体可以脱离开,也可以沿光滑面相对滑动,但沿接触面法线且指向接触面的位移受到限制。光滑接触面约束力作用于接触点,沿接触面的公法线且指向物体,为压力,如图 3-13、图 3-14 所示。

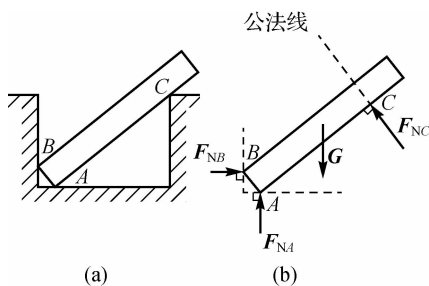


图 3-13 杆件光滑接触面约束

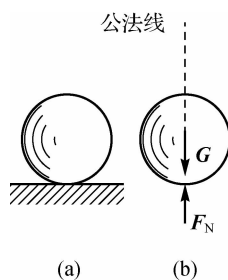


图 3-14 球光滑接触面约束

(3) 光滑铰链约束。工程上常用销来连接构件或零件,这类约束只限制相对移动不限制转动,且忽略销与构件间的摩擦。若两个构件用销连接起来,这种约束称为铰链约束,简称铰链或中间铰,如图 3-15(a)所示。图 3-15(b)所示为其简化表示。

当两个构件有沿销径向相对移动的趋势时,销与构件以光滑圆柱面接触,如图 3-15(c)所示,铰链约束的约束力作用在销钉与物体的接触点 D ,沿接触面的公法线方向,使被约束物体受压力。但由于销与销孔壁接触点与被约束物体所受的主动力有关,一般不能预先确定,所以约束力 F_C 的方向也不能确定。因此,其约束力作用在垂直于销轴线平面内,通过销中心,方向不定。为计算方便,铰链约束的约束力常用两个过铰链中心、大小未知的正交分

力 F_{Cx} 、 F_{Cy} 来表示,如图 3-15(d)所示。两个分力的指向是假设的。

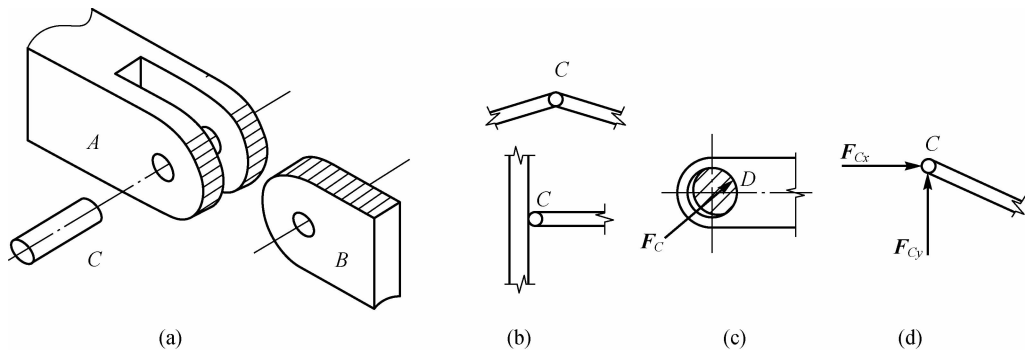


图 3-15 光滑铰链约束

(4)固定铰支座约束。用铰链连接的两个构件中,如果其中一个构件是固定在地面或机座上,那么这种约束称为固定铰支座约束,简称铰支座约束,如图 3-16(a)所示。固定铰支座约束与铰链约束完全相同。图 3-16(b)所示为固定铰支座约束的几种简化表示。约束力常用过铰支座中心 A 的两个大小未知的正交分力 F_{Ax} 、 F_{Ay} 来表示,如图 3-16(c)所示,两个分力的指向是假设的。

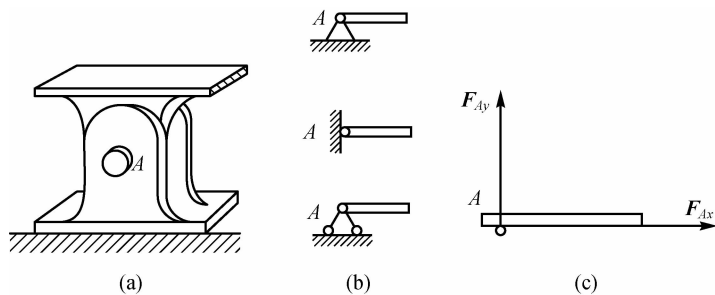


图 3-16 固定铰支座约束

(5)活动铰支座约束。在固定铰支座和支承面间装上几个滚子,使支座可沿支承面移动,就构成了活动铰支座,又称辊轴支座,如图 3-17(a)所示。其简化表示形式如图 3-17(b)所示。这种约束只能限制物体沿支承面法线方向运动,而不能限制物体沿支承面移动和相对于销轴线转动,因此其约束力垂直于支承面,过销中心,指向可假设,如图 3-17(c)所示。

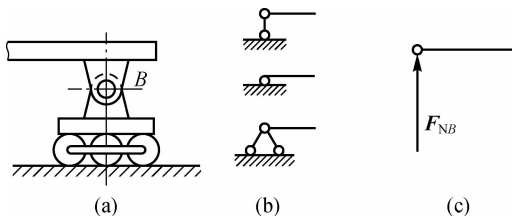


图 3-17 活动铰支座约束

(6)固定端约束。将物体的一端插入一固定物体(如墙)中,使其既不能移动也不能转动,则物体所受的约束称为固定端约束[见图 3-18(a)]。固定端约束在连接处具有较大的刚性,被约束的物体在该处被完全固定。固定端的约束力,一般用两个正交分力和一个约束力

偶来代替,如图 3-18(b)所示。

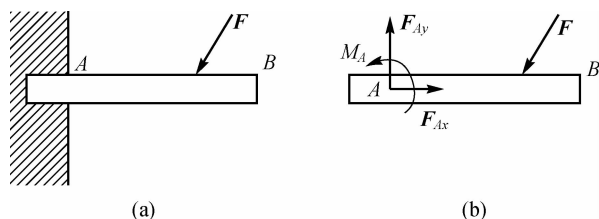


图 3-18 固定端约束

4. 受力分析与受力图

解决静力学问题时,首先要明确研究对象,再考虑它的受力情况,然后用相应的平衡方程去计算。工程中的结构与机构,大多是受一定约束的非自由刚体,为了清楚地表达出某个物体的受力情况,必须将它从与其相联系的周围物体中分离出来。分离的过程就是解除约束的过程。在解除约束的地方用相应的约束力来代替约束的作用,被解除约束后的物体称为分离体。在分离体上画出物体所受的全部主动力和约束力,此图称为研究对象的受力图。画受力图的基本步骤如下:

(1)确定研究对象,取分离体。按问题的条件和要求,确定所研究对象(它可以是一个物体,也可以是几个物体的组合或整个系统),解除与研究对象相连接的其他物体的约束,用简单几何图形表示出其形状特征。

(2)画主动力。在分离体上画出该物体所受到的全部主动力,如重力、风力、切削力、电磁力等。

(3)画出约束力。在解除约束的位置,根据约束的不同类型,画出相应的约束力。

如研究对象是几个物体组成的物体系,还必须区分外力和内力。物体系内各物体间相互作用的力称为内力,物体与系外物体的相互作用力称为外力。随着所取系统的范围不同,某些内力和外力也会相互转化。画物体系受力图时,不画内力,因为内力总是成对出现,它不影响物体总体的平衡。分别画出物体系中各个物体的受力图,须注意它们相互作用的力必须相等、共线、反向。

受力图上所有力都应根据力的性质、约束的种类、作用点的位置标注相应的字母。对于作用力与反作用力标注的字母应协调。

例 3-1 水平梁 AB 用斜杆 CD 支撑, A 、 C 、 D 三处均为光滑铰链连接,如图 3-19(a)所示。梁上放置一重为 G_1 的电动机。已知梁重为 G_2 ,不计杆 CD 自重,试分别画出杆 CD 和梁 AB 的受力图。

解 (1)取 CD 为研究对象。由于斜杆 CD 自重不计,只在杆的两端分别受有铰链的约束力 F_C 和 F_D 的作用,由此判断 CD 杆为二力杆。根据二力平衡公理, F_C 和 F_D 两力大小相等、沿铰链中心连线 CD 方向且指向相反。斜杆 CD 的受力图如图 3-19(b)所示。

(2)取梁 AB (包括电动机)为研究对象。梁 AB 所受的作用力包括:两个主动力 G_1 、 G_2 ,在铰链 D 处受二力杆 CD 给它的约束力 F'_D ,根据作用力与反作用力公理, $F'_D = -F_D$,在 A 处受固定铰支座的约束力,由于方向未知,可用两个大小未知的正交分力 F_{Ax} 和 F_{Ay} 表示。梁 AB 的受力图如图 3-19(c)所示。

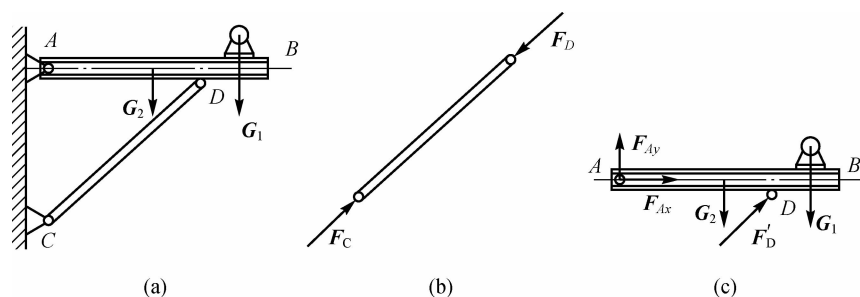


图 3-19 悬臂起重机受力图

例 3-2 简支梁两端分别为固定铰支座和活动铰支座,在 C 处作用一集中载荷 P [见图 3-20(a)],梁重不计,试画梁 AB 的受力图。

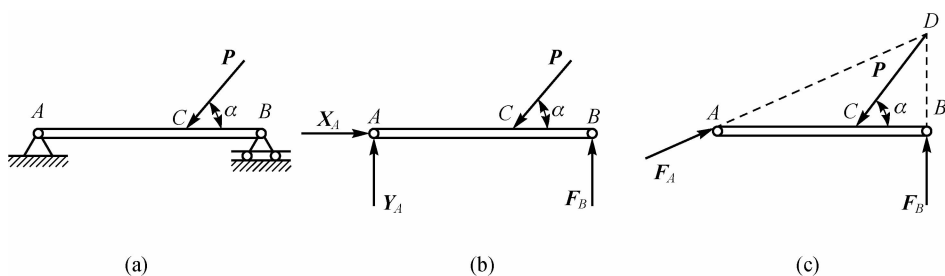


图 3-20 简支梁受集中载荷作用受力图

解 取梁 AB 为研究对象,取分离体。

方法一:作用于梁上的力有集中载荷 P ;活动铰支座 B 的反力 F_B ,作用方向铅垂向上;固定铰支座 A 的反力用过点 A 的两个正交分力 X_A 和 Y_A 表示。受力图如图 3-20(b) 所示。

方法二:由于梁受三个力作用而平衡,由三力汇交平衡定理可确定 F_A 的方向。用点 D 表示力 P 和 F_B 的作用线交点。 F_A 的作用线必过交点 D ,如图 3-20(c) 所示。

1. 带传动的受力分析

V 带传动是利用摩擦力来传递运动和动力的,因此在安装时就要将带张紧,使带保持有初拉力 F_0 ,从而在带和带轮的接触面上产生必要的正压力。当皮带没有工作时,皮带两边的拉力相等,都等于初拉力 F_0 ,如图 3-21(a) 所示。

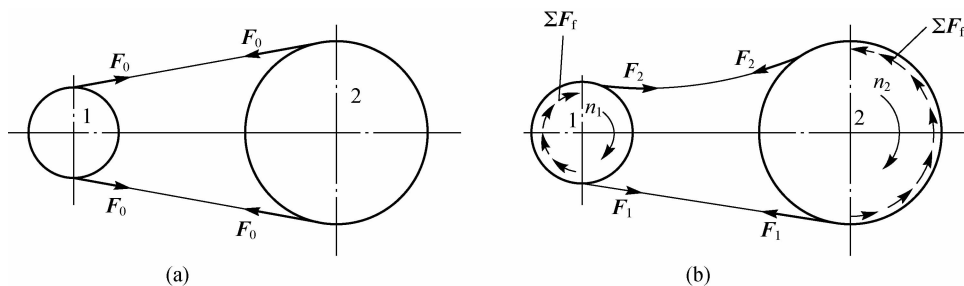


图 3-21 带传动的受力情况

当主动轮以转速 n_1 旋转时,由于皮带和带轮的接触面上的摩擦力作用,从动轮以转速 n_2 转动。主动轮作用在带上的力与 n_1 转向相同,而从动轮作用在带上的作用力与 n_2 相反。

这就造成皮带两边的拉力发生变化,皮带进入主动轮的一边被拉紧,称为紧边,其拉力由 F_0 增大到 F_1 ;皮带进入从动轮的一边被放松,称为松边,其拉力由 F_0 减小到 F_2 ,如图 3-21(b) 所示。传动带两边拉力之差为有效圆周力 F_e 。

取主动轮一边的皮带为分离体,设总摩擦力为 F_f (也就是有效圆周力),则有

$$F_e \frac{D_1}{2} = F_1 \frac{D_1}{2} - F_2 \frac{D_1}{2}$$

$$\text{即} \quad F_e = F_f = F_1 - F_2 \quad (3-1)$$

而皮带传递的功率为

$$P = \frac{F_e v}{1\,000} \quad (3-2)$$

式中, D_1 为小带轮直径, mm; v 为带速, m/s。

如果认为带的总长不变,那么两边带长度的增减量应相等,相应拉力的增减量也应相等,可列出等量关系式为

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2 \quad (3-3)$$

$$\text{整理得出} \quad F_0 = \frac{1}{2}(F_1 + F_2) \quad (3-4)$$

将式(3-1)带入式(3-4)中可得

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{1}{2} F_e \\ F_2 &= F_0 - \frac{1}{2} F_e \end{aligned} \right\} \quad (3-5)$$

由式(3-1)~式(3-5)可以看出, F_1 和 F_2 的大小,取决于初拉力 F_0 及有效圆周力 F_e ;而 F_e 又取决于传递的功率 P 及带速 v 。

显然,当其他条件不变且 F_0 一定时,摩擦力 F_f 不会无限增大,而有一个最大的极限值。如果所要传递的功率过大,使 $F_e > F_f$,带就会沿轮面出现显著的滑动现象,这种现象称为“打滑”,从而导致带传动不能正常工作,即传动失效。

2. 带传动的应力分析

知识链接

应力

1. 内力的概念

构件工作中受到其他物体对它的作用力,称为外力。这些外力包括载荷、约束力、重力等。在外力作用下,构件发生变形时,构件的各质点间的相对位置改变而引起的附加内力,简称内力。内力随外力的改变而改变,但它的变化是有一定限度的,不能随外力的增大而无限地增大。当内力增大到一定限度时,构件就会破坏,因此计算内力是进行构件强度、刚度和稳定性计算的基础。

2. 截面法

截面法是已知构件外力确定内力的基本方法。就是假想用一截面把构件截成两部分,取其中一部分为研究对象,并以内力代替另一部分对研究对象的作用。根据研究部分内力与外力的平衡来确定内力的大小和方向。

如图 3-22 所示,已知杆件在外力 F 作用下处于平衡,欲求某截面上的内力,可用一假想

截面 $m-m$ 把杆件裁成两部分, 然后取任一部分为研究对象, 另一部分对它的作用力, 即为 $m-m$ 截面上的内力 F_N 。因为整个杆件是平衡的, 所以每一部分也都是平衡的, 那么 $m-m$ 截面上的内力必和相应部分上的外力平衡。由平衡条件就可以确定内力。例如, 在左段杆上由平衡方程

$$F_N - F = 0$$

可得

$$F_N = F$$

按照材料连续性假设, $m-m$ 截面上各处都有内力作用, 所以截面上应是一个分布内力系, 用截面法确定的内力是该分布内力系的合成结果。

综上所述, 截面法可归纳为以下三个步骤:

(1) 假想截开。在需求内力的截面处, 假想用一截面把构件截成两部分。

(2) 任意留取。任取一部分为研究对象, 将弃去部分对留下部分的作用以截面上的内力 F_N 来代替。

(3) 平衡求力。对留下部分建立平衡方程, 求解出截面上的内力大小。

3. 应力的概念

在用截面法确定了构件的内力以后, 还不能判断杆件的强度是否足够。例如, 有同样材料而截面面积大小不等的两根杆件, 若它们所受的外力相同, 则横截面上的内力也是相同的。但是, 从经验知道, 当外力增大时, 面积小的杆件一定先破坏。这说明杆件的强度不仅与内力有关, 还与截面面积有关, 即取决于内力在横截面上分布的密集程度。由此把内力在横截面上的密集程度称为应力。其中, 垂直于截面的应力称为正应力, 用 σ 表示; 平行于截面的应力称为切应力, 用 τ 表示。如图 3-23 所示。

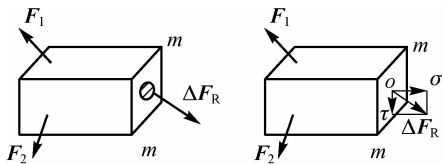


图 3-23 应力图示

设材料是均匀连续的, 所以横截面上各点处的变形相同, 受力也相同, 即内力在横截面上是均匀分布的, 受拉物体的内力方向垂直于横截面, 即杆件横截面存在正应力 σ 。其计算公式为

$$\sigma = \frac{F_N}{A} \quad (3-6)$$

在国际单位制中, 应力的单位是帕斯卡, 简称帕 (Pa)。工程上常用兆帕 (MPa), 有时也用吉帕 (GPa)。

带传动时, 带截面上产生三种应力, 分别是拉应力、离心应力和弯曲应力。

(1) 拉应力。带传动工作时, 紧边和松边产生的拉应力分别为

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}$$

式中, σ_1 、 σ_2 分别为紧边、松边上的拉应力, MPa; A 为带的截面面积, mm^2 。

沿转动方向, 绕在主动轮上带的拉应力由 σ_1 逐渐降到 σ_2 , 绕在从动轮上带的拉应力则由 σ_2 逐渐上升为 σ_1 , 显然 $\sigma_1 > \sigma_2$ 。

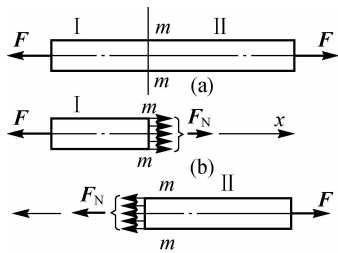


图 3-22 截面法求内力

(2)离心应力 σ_c 。当传动带以切线速度 v 沿着带轮轮缘做圆周运动时,带本身的质量将引起离心力。由于离心力的作用,带的截面上受到附加拉应力,即离心应力,其公式为

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{A} \quad (3-7)$$

式中, σ_c 为离心应力,MPa; v 为带速,m/s; q 为带单位长度上的质量,kg/m,其值见表 3-5。

表 3-5 普通 V 带单位长度上的质量 q

型 号	Y	Z	A	B	C	D	E
$q/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1})$	0.023	0.060	0.105	0.170	0.300	0.630	0.970

式(3-7)表明, q 、 v 越大, σ_c 越大,所以传动带的速度不宜过高。在高速传动时,应采用材质较轻的带。离心应力沿带的全长分布相等。

(3)弯曲应力 σ_b 。传动带绕过带轮时发生弯曲,从而产生弯曲应力,带的弯曲应力 σ_b 为

$$\sigma_b \approx 2 \frac{Eh}{d_d} \quad (3-8)$$

式中, E 为带的弯曲弹性模量,MPa; h 为带的外表面到节面间的距离,mm; d_d 为 V 带的基准直径,mm。

弯曲应力 σ_b 只发生在带上包角所对应的圆弧部分。带轮直径越小,则带的弯曲应力就越大,故一般 $\sigma_{b1} > \sigma_{b2}$ (σ_{b1} 为带在小带轮上的弯曲应力, σ_{b2} 为带在大带轮上的弯曲应力)。因此,为避免弯曲应力过大,小带轮的直径不能过小。

传动带工作时的应力分布如图 3-24 所示,由此可知,带是在变应力情况下工作的,故易产生疲劳破坏。带上的最大应力产生在皮带的紧边进入小带轮处,其值为

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c \quad (3-9)$$

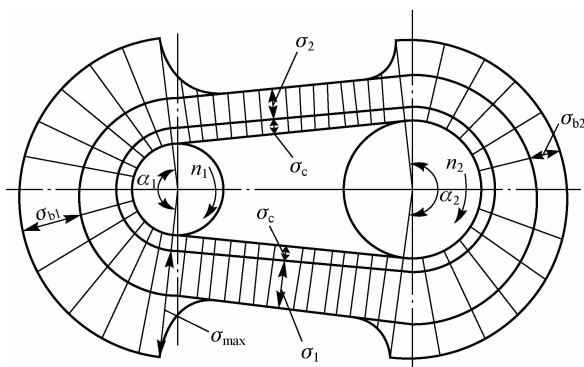


图 3-24 传动带工作时的应力分布

3. 带传动的弹性滑动与传动比

带是弹性体,在紧边时被拉长,到松边时被收缩,引起带在带轮上发生微小局部滑动,这种现象称为弹性滑动。弹性滑动造成带的线速度略低于主动轮的圆周速度,导致从动轮的圆周速度 v_2 低于主动轮的圆周速度 v_1 ,速度降低率用相对滑动率 ϵ 表示,即

$$\epsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\% \quad (3-10)$$

或

$$v_2 = (1 - \epsilon)v_1 \quad (3-11)$$

$$\text{式中 } v_1 = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1\,000} \quad v_2 = \frac{\pi d_{d2} n_2}{60 \times 1\,000}$$

$$\text{则 } d_{d2} n_2 = (1 - \epsilon) d_{d1} n_1$$

从而带传动的实际传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1} (1 - \epsilon)} \quad (3-12)$$

一般 V 带传动的相对滑动率 $\epsilon = 1\% \sim 2\%$, 故在一般计算中可不予考虑。

外载较小, 有效拉力也较小时, 弹性滑动只发生在带即将由主、从动轮离开的一段弧上。当外载增大, 有效拉力也增大时, 弹性滑动区域扩大; 当有效拉力达到或超过某一极限值时, 带与小带轮在整个接触弧上的摩擦力达到极限, 若外载继续增加, 带将沿整个接触弧滑动, 这种现象称为打滑。此时主动轮还在转动, 但从动轮转速急剧下降, 带迅速磨损、发热而损坏, 使传动失效。所以带传动在正常工作时应该避免出现打滑, 即所需传递的圆周力不能大于最大有效圆周力 F_{emax} 。

带只要传递圆周力, 就会存在拉力差, 就会发生弹性滑动, 故弹性滑动是不可避免的。而打滑是由过载引起的全面滑动, 应尽量避免。

六、普通 V 带的设计方法和步骤

由于带传动的主要失效形式是打滑和疲劳破坏, 因此, 带传动的设计准则是在保证带传动不打滑的前提下, 使带具有一定的疲劳强度和寿命。

普通 V 带传动设计计算时, 通常已知传动的用途和工作情况, 传递的功率 P , 主动轮、从动轮的转速 n_1 、 n_2 (或传动比 i), 传动位置要求和外廓尺寸要求, 原动机类型等。设计时主要确定带的型号、长度和根数, 带轮的尺寸、结构和材料, 传动的中心距, 带的初拉力和压轴力, 张紧和防护等。普通 V 带的设计方法包括以下八个方面:

1. 确定计算功率 P_d

设 P 为带传动的额定功率 (kW), K_A 为工况系数 (见表 3-6), 则计算功率为

$$P_d = K_A P \quad (3-13)$$

表 3-6 工况系数 K_A

工 况		K_A					
		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、 轻负荷输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机(不均匀负荷)、通风机 (> 7.5 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	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4

续表

工 况		K_A					
		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	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)	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注 1:空、轻载起动——电动机(交流起动、三角起动、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。

注 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。

2. 选择 V 带的型号

根据计算功率 P_d 和小带轮转速 n_1 , 按图 3-25 选择普通 V 带的型号。若临近两种型号的分界线时, 可按两种型号同时计算, 通过分析比较决定取舍。

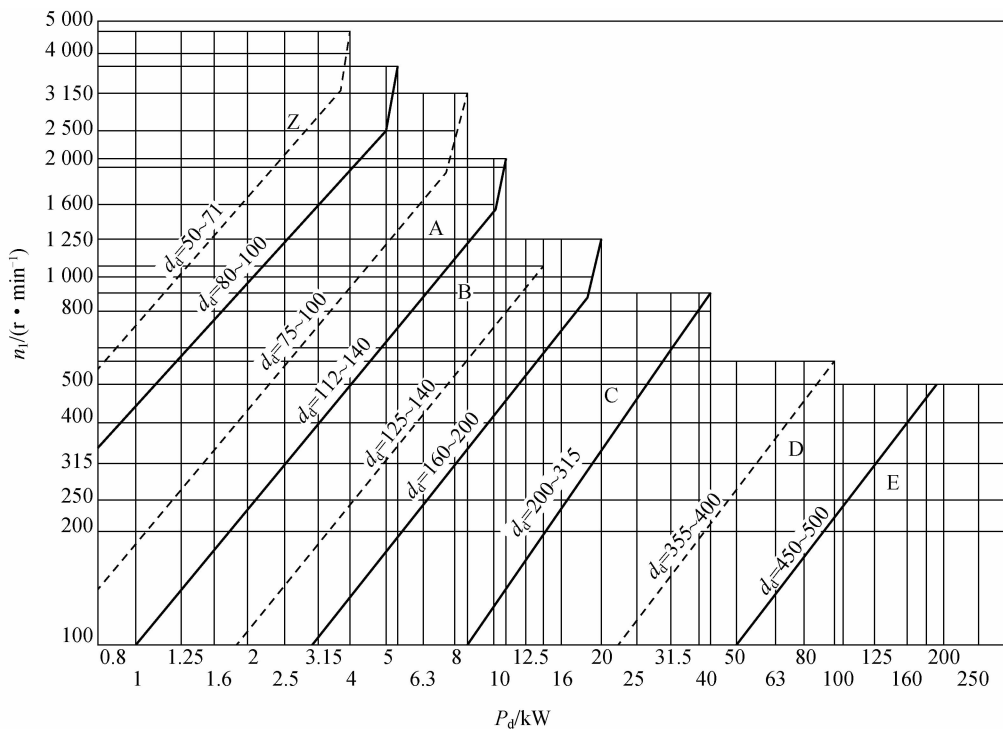


图 3-25 普通 V 带选型图

3. 确定带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2}

表 3-7 列出了 V 带带轮的最小基准直径,带轮的基准直径系列见表 3-4,选择小带轮基准直径时,应使 $d_{d1} \geq d_{d\min}$,以减小带轮上的弯曲应力。大带轮的基准直径 d_{d2} 由式(3-12)确定为

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} = i d_{d1} \quad (3-14)$$

式中, d_{d2} 值应圆整为整数。

表 3-7 普通 V 带带轮最小基准直径

槽 型	Y	Z	A	B	C	D	E
最小基准直径 $d_{d\min}/\text{mm}$	20	50	75	125	200	355	500

4. 验算带速 v

验算带速 v 的计算公式为

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} \quad (3-15)$$

若带速过高,使带与轮间的摩擦力减小,易打滑,同时离心力过大降低了带的疲劳强度和寿命;若带速太低,在传递相同功率时带所传递的圆周力增大,也会打滑,并使带的根数增加。一般应使带速 v 在 5~25 m/s 范围,否则应重选 d_{d1} 。

5. 确定中心距 a 和基准长度 L_d

由于带是中间挠性件,故中心距可取大些或小些。中心距增大,将有利于增大包角,但太大则使结构外廓尺寸增大,还会因载荷变化引起带的颤动,从而降低其工作能力。若已知条件未对中心距提出具体的要求,一般可按下式初选中心距 a_0 ,即

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2}) \quad (3-16)$$

初定的 V 带基准长度 L_{d0} 为

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \quad (3-17)$$

根据初定的基准长度 L_{d0} ,由表 3-2 选取相近的基准长度 L_d 。最后按下式近似计算实际所需的中心距:

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} \quad (3-18)$$

考虑安装和张紧的需要,应使中心距大约有 $+0.03L_d \sim -0.015L_d$ 的调整量。

6. 验算小带轮包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57.3^\circ \times \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \quad (3-19)$$

一般要求 $\alpha_1 \geq 120^\circ$,否则可加大中心距或增设张紧轮。

7. 确定带的根数 z

$$z = \frac{P_d}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} \quad (3-20)$$

式中, P_0 为普通 V 带单根基准额定功率(见表 3-8), kW; ΔP_0 为 $i \neq 1$ 时的普通 V 带单根额定功率的增量(见表 3-9), kW; K_α 为包角修正系数,考虑 $\alpha_1 < 180^\circ$ 时,传动能力有所下降(见

表 3-10); K_L 为带长修正系数, 考虑带长不等于特定长度时对传动能力的影响(见表 3-2)。

z 应圆整为整数, 一般取 3~6 根, 若计算结果不满足要求, 可改选 V 带型号或加大带轮直径重新计算。

表 3-8 普通 V 带单根基准额定功率 P_0

(在包角 $\alpha=180^\circ$ 、特定长度、平稳工作条件下)

型号	小带轮 基准直径 d_{d1}/mm	小带轮的转速 $n_1/(\text{r} \cdot \text{mm}^{-1})$													
		400	700	800	950	1 200	1 450	1 600	2 000	2 400	2 800	3 200	3 600	4 000	5 000
	P_0/kW														
A	75	0.26	0.40	0.45	0.51	0.60	0.68	0.73	0.84	0.92	1.00	1.04	1.08	1.09	1.02
	90	0.39	0.61	0.68	0.77	0.93	1.07	1.15	1.34	1.50	1.64	1.75	1.83	1.87	1.82
	100	0.47	0.74	0.83	0.95	1.14	1.32	1.42	1.66	1.87	2.05	2.19	2.28	2.34	2.25
	125	0.67	1.07	1.19	1.37	1.66	1.92	2.07	2.44	2.74	2.98	3.16	3.26	3.28	2.91
	160	0.94	1.51	1.69	1.95	2.36	2.73	2.94	3.42	3.80	4.06	4.19	4.17	3.98	2.67
B	125	0.84	1.30	1.44	1.64	1.93	2.19	2.33	2.64	2.85	2.96	2.94	2.80	2.51	1.09
	160	1.32	2.09	2.32	2.66	3.17	3.62	3.86	4.40	4.75	4.89	4.8	4.46	3.82	0.81
	200	1.85	2.96	3.30	3.77	4.50	5.13	5.46	6.13	6.47	6.43	5.95	4.98	3.47	—
	250	2.50	4.00	4.46	5.10	6.04	6.82	7.20	7.87	7.89	7.14	5.60	3.12	—	—
	280	2.89	4.61	5.13	5.85	6.90	7.76	8.13	8.60	8.22	6.80	4.26	—	—	—
型号	小带轮 基准直径 d_{d1}/mm	小带轮的转速 $n_1/(\text{r} \cdot \text{mm}^{-1})$													
		200	300	400	500	600	700	800	950	1 200	1 450	1 600	1 800	2 000	2 200
	P_0/kW														
C	200	1.39	1.92	2.41	2.87	3.30	3.69	4.07	4.58	5.29	5.84	6.07	6.28	6.34	6.26
	250	2.03	2.85	3.62	4.33	5.00	5.64	6.23	7.04	8.21	9.04	9.38	9.63	9.62	9.34
	315	2.84	4.04	5.14	6.17	7.14	8.09	8.92	10.05	11.53	12.46	12.72	12.67	12.14	11.08
	400	3.91	5.54	7.06	8.52	9.82	11.02	12.10	13.48	15.04	15.53	15.24	14.08	11.95	8.75
	450	4.51	6.40	8.20	9.80	11.29	12.63	13.80	15.23	16.59	16.47	15.57	13.29	9.64	4.44
D	355	5.31	7.35	9.24	10.90	12.39	13.70	14.83	16.15	17.25	16.77	15.63	12.97	—	—
	450	7.90	11.02	13.85	16.40	18.67	20.63	22.25	24.01	24.84	22.02	19.59	13.34	—	—
	500	9.21	12.88	16.20	19.17	21.78	23.99	25.76	27.50	26.71	23.59	18.88	9.59	—	—
	710	14.55	20.35	25.45	29.76	33.18	35.59	36.87	36.35	27.88	7.99	—	—	—	—
	800	16.76	23.39	29.08	33.72	37.13	39.14	39.55	36.76	21.32	—	—	—	—	—

表 3-9 普通 V 带单根基准额定功率增量 ΔP_0

(在包角 $\alpha=180^\circ$ 、特定长度、平稳工作条件下)

型号	传动比 i	小带轮转速 $n_1/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$													
		400	700	800	950	1 200	1 450	1 600	2 000	2 400	2 800	3 200	3 600	4 000	5 000
	$\Delta P_0/\text{kW}$														
A	1.35~1.51	0.04	0.07	0.08	0.08	0.11	0.13	0.15	0.19	0.23	0.26	0.30	0.34	0.38	0.47
	≥ 2.00	0.05	0.09	0.10	0.11	0.15	0.17	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44	0.48	0.60
B	1.35~1.51	0.10	0.17	0.20	0.23	0.30	0.36	0.39	0.49	0.59	0.69	0.79	0.89	0.99	1.24
	≥ 2.00	0.13	0.22	0.25	0.30	0.38	0.46	0.51	0.63	0.76	0.89	1.01	1.14	1.27	1.60

续表

型号	传动比 i	小带轮转速 $n_1/(r \cdot \min^{-1})$													
		200	300	500	600	700	800	950	1 200	1 450	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400
C	1.35~1.51	0.14	0.21	0.34	0.41	0.48	0.55	0.65	0.82	0.99	1.10	1.23	1.37	1.51	1.65
	≥ 2.00	0.18	0.26	0.44	0.53	0.62	0.71	0.83	1.06	1.27	1.41	1.59	1.76	1.94	2.12
D	1.35~1.51	0.49	0.73	1.22	1.46	1.70	1.95	2.31	2.92	3.52	3.89	4.38	—	—	—
	≥ 2.00	0.63	0.94	1.56	1.88	2.19	2.50	2.97	3.75	4.53	5.00	5.62	—	—	—
E	1.35~1.51	0.96	1.45	2.41	2.89	3.38	3.86	4.58	—	—	—	—	—	—	—
	≥ 2.00	1.24	1.86	3.10	3.72	4.34	4.96	5.89	—	—	—	—	—	—	—

表 3-10 包角修正系数 K_α

$\alpha_1/(\circ)$	180	175	170	165	160	155	150	145	140	135	130	125	120	115	105	100	95	90
K_α	1.00	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.91	0.89	0.88	0.86	0.84	0.82	0.80	0.76	0.74	0.72	0.69

8. 确定初拉力 F_0 并计算作用在轴上的载荷 F_Q

保持适当的初拉力是带传动工作的首要条件。初拉力不足, 极限摩擦力小, 传动能力下降; 初拉力过大, 将增大作用在轴上的载荷并降低带的寿命。普通 V 带单根合适的初拉力 F_0 可按式计算:

$$F_0 = \frac{500P_d}{zv} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \quad (3-21)$$

F_Q 可近似用两边初拉力 F_0 的合力来计算。由图 3-26 可得, 作用在轴上的载荷 F_Q 为

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (3-22)$$

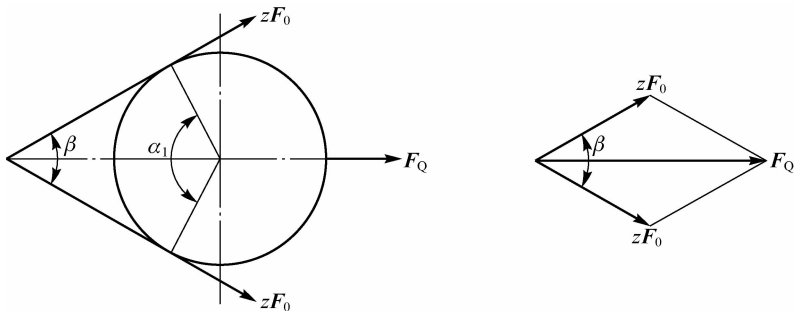


图 3-26 带传动的轴上载荷

七、V 带传动的张紧、使用和维护

普通 V 带不是完全的弹性体, 长期在张紧状态下工作, 会因出现塑性变形而松弛, 使初拉力 F_0 减小, 传动能力下降。因此, 为了保证带传动正常工作, 并延长带的使用寿命, 必须正确使用和维护。

1. 带传动的张紧装置

(1) 定期张紧装置。图 3-27(a)、(b) 所示为采用滑轨和调节螺栓或采用摆动架和调节螺栓改变中心距的张紧方法。前者适用于水平或倾斜不大的布置, 后者适用于垂直或接近垂直的布置。

(2)张紧轮张紧。若中心距不能调节,可采用具有张紧轮的装置,如图 3-27(c)所示,它靠平衡锤将张紧轮压在带上,以保持带的张紧。

(3)自动张紧装置。图 3-27(d)所示为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的自动张紧方法。

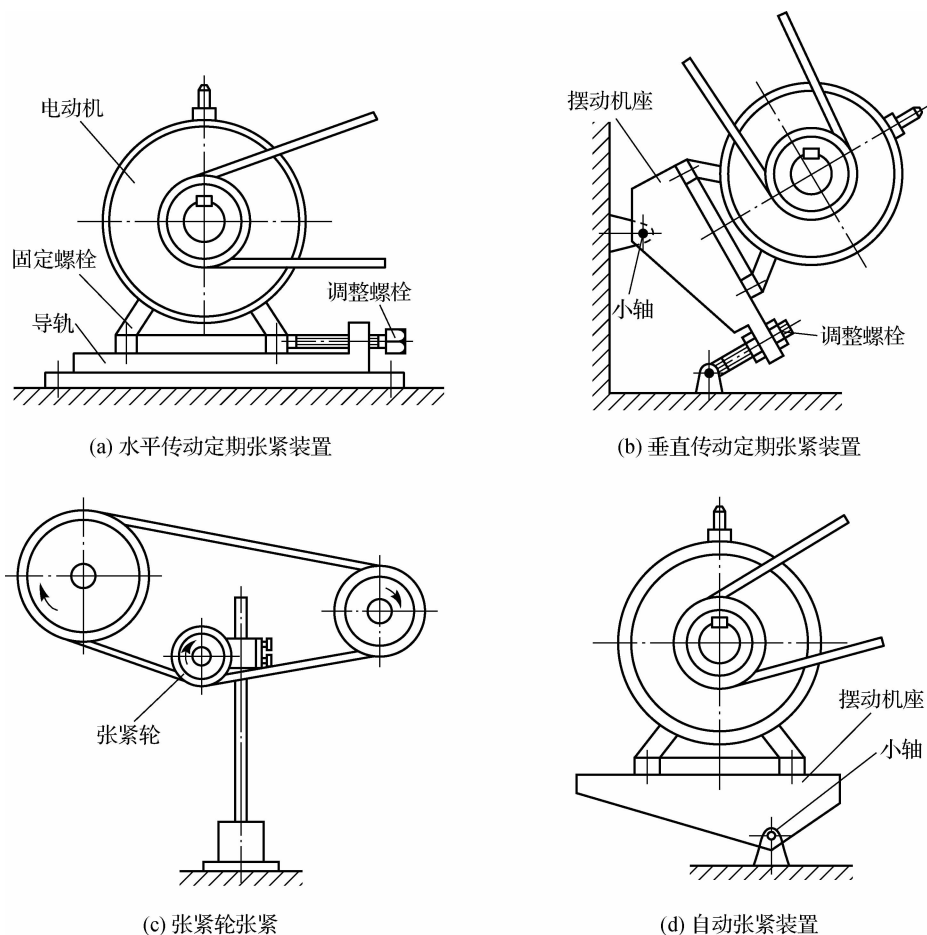


图 3-27 带传动张紧装置

2. 带传动的安装与维护

带传动的安装和维护过程中,应注意以下几点:

(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)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,从而使两侧面过早磨损。

(3)严防 V 带与油、酸、碱等介质接触,以免变质,也不宜在阳光下暴晒。

(4)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。

(5)为了保证安全生产,须安装防护罩装置。



任务实施

带传动设计与选用步骤见表 3-11。

表 3-11 带传动设计与选用步骤

设计项目	设计计算	设计说明
1. 确定计算功率 P_d	根据 V 带传动工作条件, 查表 3-6, 可得工作情况系数 $K_A=1.3$, 则 $P_d=K_A P=1.3 \times 7.5=9.75 \text{ kW}$	$P_d=9.75 \text{ kW}$
2. 选择 V 带型号	根据 $P_d=9.75 \text{ kW}$, $n_1=1440 \text{ r/min}$, 由图 3-25 所示, 选用 A 型 V 带	A 型 V 带
3. 确定带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2}	由表 3-4、表 3-7、图 3-25 选 $d_{d1}=125 \text{ mm}$, 根据式 (3-14), 从动轮的基准直径为 $d_{d2}=i_{12}d_{d1}=2 \times 125=250 \text{ mm}$ 。根据表 3-4 选 $d_{d2}=250 \text{ mm}$	$d_{d1}=125 \text{ mm}$ $d_{d2}=250 \text{ mm}$
4. 验算带速 v	根据式 (3-15) 计算速度为 $v=\frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000}=\frac{3.14 \times 125 \times 1440}{60 \times 1000}=9.42 \text{ m/s}$ v 在 5~25 m/s 范围内, 故带的速度合适	$v=9.42 \text{ m/s}$ 符合要求
5. 确定 V 带的基准长度 L_d 和传动中心距 a	根据要求初选中心距 $a_0=800 \text{ mm}$, 根据式 (3-17) 计算带所需的基准长度。 $L_{d0}=2a_0+\frac{\pi}{2}(d_{d1}+d_{d2})+\frac{(d_{d2}-d_{d1})^2}{4a_0}$ $=2 \times 800+\frac{\pi}{2}(125+250)+\frac{(250-125)^2}{4 \times 800}=2193.63 \text{ mm}$ 查表 3-2, 选取带的基准长度 $L_d=2240 \text{ mm}$ 。 根据式 (3-18) 计算实际中心距。 $a=a_0+\frac{L_d-L_{d0}}{2}=800+\frac{2240-2193.63}{2}=823.19 \text{ mm}$ 中心距变动调整范围为 $a_{\max}=a+0.03L_d=823.19+0.03 \times 2240=890.39 \text{ mm}$ $a_{\min}=a-0.015L_d=823.19-0.015 \times 2240=789.59 \text{ mm}$	$L_d=2240 \text{ mm}$ $a=823.19 \text{ mm}$
6. 验算主动轮上的包角 α_1	根据式 (3-19) 计算包角 α_1 得 $\alpha_1=180^\circ-57.3^\circ \times \frac{d_{d2}-d_{d1}}{a}=180^\circ-57.3^\circ \times \frac{250-125}{823.19}=171.30^\circ > 120^\circ$ 故主动轮上的包角合适	$\alpha_1=171.30^\circ$ 包角合适
7. 计算 V 带的根数 z	V 带的根数可根据式 (3-20) 计算。 $z=\frac{P_d}{(P_0+\Delta P_0)K_aK_L}$ 由 $n_1=1440 \text{ r/min}$, $d_{d1}=125 \text{ mm}$, 查表 3-8 用内插法得 $P_0=1.66+\frac{1440-1200}{1450-1200} \times (1.92-1.66)=1.91 \text{ kW}$ 查表 3-9 得 $\Delta P_0=0.17 \text{ kW}$, 查表 3-10 得 $K_a=0.98$, 查表 3-2 得 $K_L=1.06$, 则 $z \geq \frac{9.75}{(1.91+0.17) \times 0.98 \times 1.06}=4.51$ 取 $z=5$ 根	$z=5$ 根

续表

设计项目	设计计算	设计说明
8. 计算 V 带合适的初拉力 F_0	查表 3-5 得 $q=0.11 \text{ kg/m}$, 所以根据式(3-21)得 $F_0 = 500 \frac{P_d}{zv} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2$ $= 500 \times \frac{9.75}{5 \times 9.42} \times \left(\frac{2.5}{0.98} - 1 \right) + 0.11 \times 9.42^2$ $\approx 170.30 \text{ N}$	$F_0 = 170.30 \text{ N}$
9. 计算作用在轴上的载荷 F_Q	由式(3-22)得 $F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 5 \times 170.30 \times \sin \frac{171.30^\circ}{2} = 1\ 698.09 \text{ N}$	$F_Q = 1\ 698.09 \text{ N}$
10. 绘制带轮工作图	小带轮直径 $d_{d1} = 125 \text{ mm}$, 采用实心式结构, 按表 3-3 设计结构图如下: <p>技术要求</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 未注圆角均为 $R0.5$。 2. 未注倒角均为 $C1$。 <p>大带轮直径 $d_{d1} = 250 \text{ mm}$, 采用腹板式结构, 按表 3-3 设计结构尺寸, 结构图略</p>	绘制带轮工作图

任务总结

本任务分析了带传动的工作原理、类型、传动特点、V 带结构及 V 带轮结构、V 带传动的设计方法和步骤, 学生能够带着任务完成带传动的相关知识学习。

1. 带传动的类型和特点

带传动按照工作原理可分为摩擦型和啮合型带传动。其中, 摩擦型带传动带根据截面形状分为平带、V 带、多楔带、圆带。带传动结构简单, 制造、使用、维护方便, 成本低廉; 具有过载保护能力; 有弹性滑动, 传动比不准确, 传动效率低。

2. 带传动工作情况分析

带的传动能力与三个因素有关: 带的初拉力、摩擦系数、小带轮包角。三种因素适当增大, 可提高带的传动能力。带工作时所受的应力有三种: 拉应力、离心应力、弯曲应力。带在交变应力作用下容易产生疲劳破坏。带的弹性滑动和打滑不同, 弹性滑动是由于带是弹性体, 传动时紧边与松边存在拉力差造成的, 是不可避免的; 而打滑是由于带的工作载荷超过了带与带轮产生的摩擦力, 带与带轮发生剧烈相对滑动, 是一种过载保护现象, 是可以避

免的。

3. 带传动的设计步骤

确定计算功率;选择带的型号;确定大、小带轮基准直径;验算带速;确定带的基准长度和传动中心距;验算主动轮上的包角;计算带的根数;计算带合适的初拉力;计算作用在轴上的载荷;绘制带轮工作图。

思考与练习

一、简答题

- (1)带传动的主要类型有哪些?各有什么特点?试分析带传动的工作原理。
- (2)带速为什么不宜太高也不宜太低?
- (3)带传动中的弹性滑动和打滑是怎样产生的?对带传动有何影响?
- (4)能否说“带传动是靠摩擦传力的,因而张紧力越大越好,带轮工作面越粗糙越好”?
- (5)带传动在什么情况下才会发生打滑?打滑通常发生在大带轮上还是小带轮上?开始打滑前,紧边拉力与松边拉力有什么关系?
- (6)何谓弹性滑动率?弹性滑动率如何计算?
- (7)带传动的主要失效形式是什么?设计中怎样考虑?
- (8)带传动张紧的目的是什么?张紧轮应安放在松边还是紧边上?内张紧轮应靠近大带轮还是小带轮?外张紧轮又该怎样?并分析说明两种张紧方式的利弊。
- (9)为什么V带轮轮槽槽角要小于 40° ?为什么V带轮的基准直径越小,轮槽槽角就越小?

二、判断题

- (1)为了避免打滑,可将带轮上与带接触的表面加工的粗糙些以增大摩擦。 ()
- (2)V带传动的效率比平带传动的效率高,所以V带应用更为广泛。 ()
- (3)V带传动的小带轮包角越大,承载能力越小。 ()
- (4)带传动的弹性滑动是带传动的一种失效形式。 ()
- (5)在机械传动中,V带传动通常应放在传动的低速级。 ()

三、填空题

- (1)带传动中,打滑是指_____,多发生在_____轮上。
- (2)V带的型号是根据_____和_____选取的。
- (3)带传动不能保证精确的传动比,其原因是_____。
- (4)普通V带的截面中,_____型带的截面最小。
- (5)V带传动中,常见的张紧装置有_____、_____、_____。

四、选择题

- (1)带张紧的目的是_____。

A. 减轻带的弹性滑动	B. 提高带的寿命
C. 改变带的运动方向	D. 使带具有一定的初拉力
- (2)带传动是依靠_____来传递运动和功率的。

A. 带与带轮接触面间的正压力	B. 带与带轮接触面之间的摩擦力
C. 带的紧边拉力	D. 带的松边拉力

(3)两带轮与带的摩擦系数相同,直径不等,如有打滑则先发生在_____轮上。

- A. 大
B. 小
C. 两带
D. 不确定哪个

(4)采用张紧轮调节带传动中带的张紧力时,张紧轮应安装在_____。

- A. 紧边外侧,靠近小带轮处
B. 紧边内侧,靠近小带轮处
C. 松边外侧,靠近大带轮处
D. 松边内侧,靠近大带轮处

(5)在各种带传动中,应用最广泛的是_____。

- A. 平带传动
B. V带传动
C. 多楔带传动
D. 圆带传动

五、计算题

(1)C618 车床的电动机和床头箱之间采用垂直布置的 V 带传动。已知电动机功率 $P=4.5 \text{ kW}$, 转速 $n=1\,440 \text{ r/min}$, 传动比 $i=2.1$, 二班制工作, 根据机床结构, 带轮中心距 a 应为 900 mm 左右。试设计此 V 带传动。

(2)设计一普通 V 带传动。已知电动机型号为 Y132S-4, 电动机额定功率 $P=5.5 \text{ kW}$, $n_1=1\,400 \text{ r/min}$, 传动比 $i=2$, 两班制工作, 希望中心距不超过 600 mm 。设计此 V 带传动并绘制大带轮工作图(设该轮轴孔直径 $d=35 \text{ mm}$)。

任务二 平键的设计

任务描述

图 3-28 所示输送机带传动装置中,电动机轴与小带轮、齿轮减速器输入轴与大带轮都是通过键构成静连接的,有轻微冲击。根据表 3-12 所列各连接轴与轮毂相关参数,试设计各键的类型和尺寸,并校核强度。

表 3-12 各连接轴与轮毂相关参数

序号	轴、轮毂(参数)	材料	直径 d/mm	轮毂宽 B/mm	传递转矩 $T/(\text{N} \cdot \text{m})$
1	电动机轴	45	38	80	20.5
	小带轮	HT150			
2	减速器输入轴	45	42	80	30.2
	大带轮	HT150			

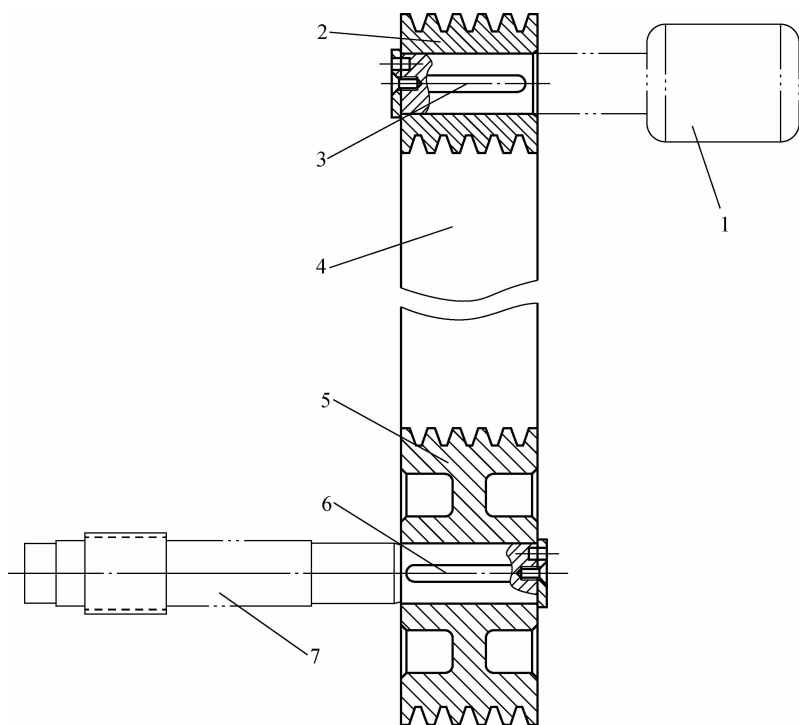


图 3-28 输送机带传动装置

1—电动机；2—小带轮；3、6—键；4—皮带；5—大带轮；7—输入轴

任务分析

通过对输送机带传动装置中轴与轮毂之间的键连接分析,掌握键连接的基础知识。这里重点掌握普通平键的相关知识,特别是普通平键的设计与选用方法、步骤,注意轮毂长度 L_1 、键的长度 L 及键的工作长度 l 三者之间的关系,并符合标准长度系列。平键连接的失效形式是压溃,所以应按照挤压强度进行校核,最终选择满足使用条件的标准件。

知识资讯

轴和轮毂连接的目的是使轴上零件能同轴一起转动,并传递转矩。轴毂连接的常用形式有键连接、花键连接、过盈配合连接、成型连接和销连接等。

键是一种标准件,通常用来实现轴与轮毂之间的周向固定以传递转矩,还能实现轴上零件的轴向固定或轴向移动的导向。键连接的主要类型有平键连接、半圆键连接、楔键连接、切向键连接和花键连接等。键连接根据在工作前是否存在预紧力分为松连接和紧连接。

一、键连接的类型

1. 平键连接

按键的用途不同,平键可分为普通平键、导向平键和滑键三种。

(1)普通平键。图 3-29(a)所示为普通平键连接的结构。键的两侧面为工作面,靠键与键槽侧面的挤压作用传递运动和转矩,键的顶面为非工作面,与轮毂的键槽表面留有间隙。

因此,这种连接只能用于轴上零件的周向固定。平键连接结构简单,装拆方便,对中性好,故应用很广泛。

普通平键已标准化,按其端部形状不同,分为 A 型(圆头)、B 型(方头)和 C 型(单圆头)三种形式,如图 3-29(b)所示。圆头平键适用于端铣刀加工的键槽,键在槽中不会发生轴向移动,能获得较好的轴向固定,应用最广;方头平键适用于盘铣刀加工的键槽;单圆头平键多用于轴端。

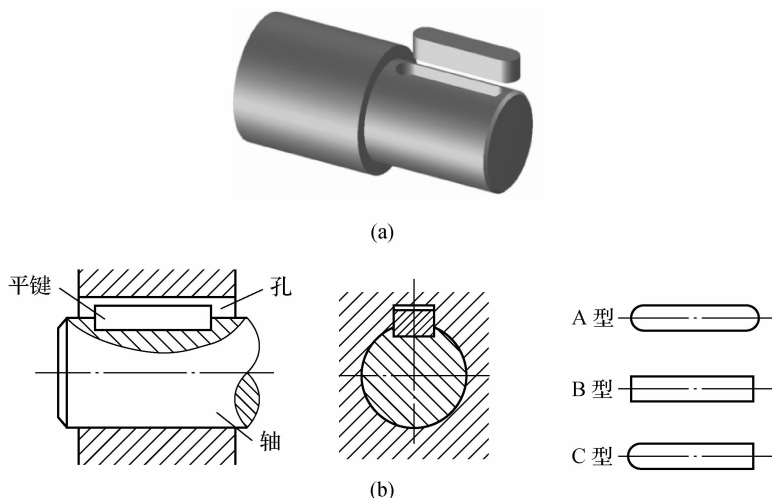


图 3-29 平键连接和普通平键

(2)导向平键和滑键。当轮毂在轴上需沿轴向移动时,可采用导向平键连接或滑键连接。导向平键用螺钉固定在轴上,如图 3-30 所示,轮毂上的键槽与键是间隙配合,当轮毂移动时,键起导向作用。由于导向平键较长,为方便拆卸,在导向平键中设有起键用螺钉孔。滑键与轮毂相连,如图 3-31 所示,轴上的键槽与键是间隙配合,当轮毂移动时,键随轮毂沿键槽滑动。滑键适用于移动距离大的场合,如车床光轴与溜板箱就采用滑键连接。

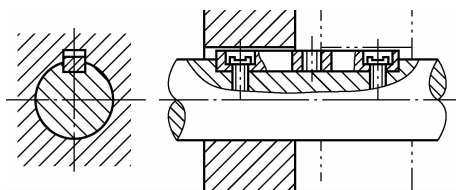


图 3-30 导向平键连接

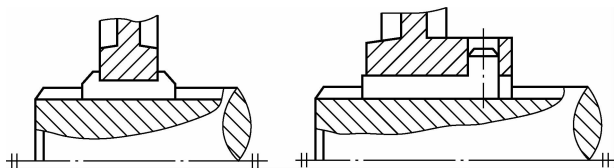


图 3-31 滑键连接

2. 半圆键连接

半圆键连接的工作面也是两侧面,如图 3-32 所示。其特点是制造容易,装拆方便,键在轴槽中能绕自身几何中心沿槽底圆弧摆动,以适应轮毂上键槽的斜度。由于键槽较深,削弱了轴的强度,因此只能传递较小的转矩,一般用于轻载或锥形结构的连接。

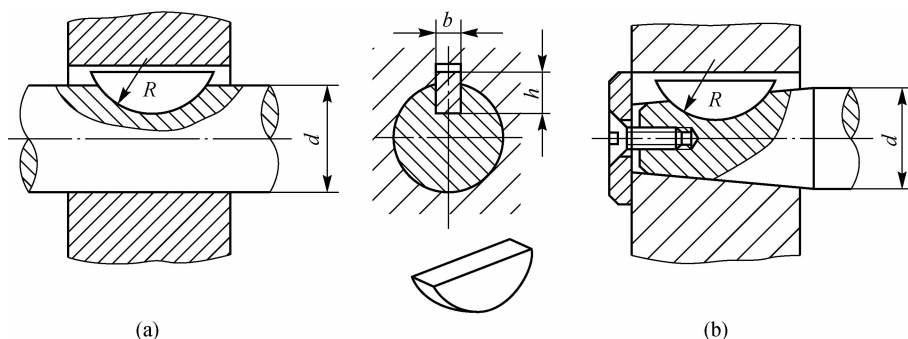


图 3-32 半圆键连接

3. 楔键连接

楔键分为普通楔键和钩头楔键两种,如图 3-33 所示。

楔键的上、下表面为工作面,上表面相对下表面有 $1:100$ 的斜度,轮毂槽底面相应也有 $1:100$ 的斜度。装配时,将楔键打入轴与轴上零件之间的键槽内,使之连接成一整体,从而实现转矩传递。

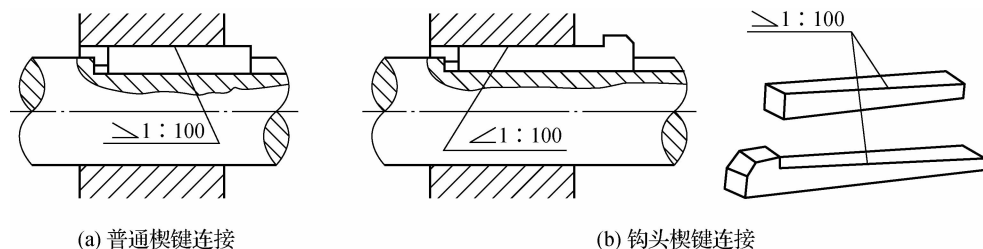


图 3-33 楔键连接

由于楔紧力会使轴与轮毂间产生偏心,即对中性差,因此楔键连接常用于精度要求不高、转速较低、承受单向轴向载荷的场合。钩头楔键用于不能从另一端将键打出的场合,钩头供拆卸用,应注意加以保护。

4. 切向键连接

图 3-34 所示为切向键连接。装配时,一对键分别自轮毂两边打入,使两工作面分别与轴和轮毂上的键槽底面压紧。工作时,靠工作面的压紧作用传递转矩。一对切向键只能传递单向转矩,需要传递双向转矩时,可安装两对互成 $120^\circ \sim 135^\circ$ 的切向键,如图 3-34(b) 所示。

切向键键槽对轴的削弱较严重,且对中性差,常用于轴径较大($d > 60 \text{ mm}$)、精度要求不高、转速较低和传递转矩较大的场合。

5. 花键连接

花键连接是由具有周向均匀分布的多个键齿的花键轴和具有同样数目键槽的轮毂组成的,如图 3-35 所示。齿侧面为工作面。花键依靠键齿侧面的挤压传递转矩,由于是多齿传递载荷,所以承载能力强。齿槽浅,对轴的削弱小,应力集中小,且具有定心好和导向性能好等优点,但需要专用设备加工,生产成本低。

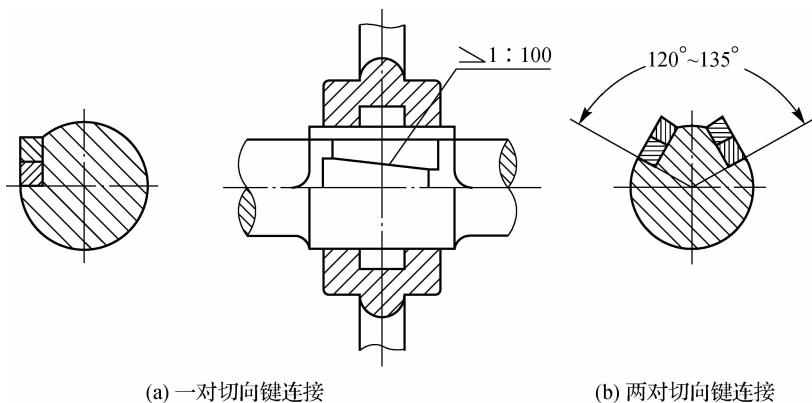


图 3-34 切向键连接

根据齿形不同,常用的花键分为矩形花键[见图 3-36(a)]和渐开线花键[见图 3-36(b)]两类。矩形花键齿形简单,易于制造,应用广泛。渐开线花键齿根厚,强度高,加工工艺性好,适用于载荷较大及尺寸较大的连接。

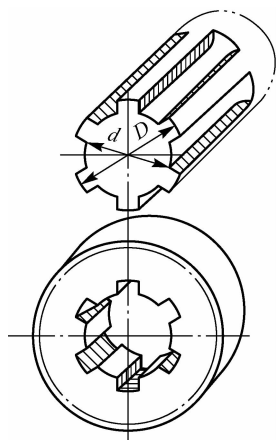


图 3-35 花键连接

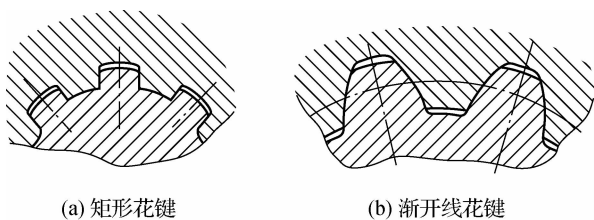


图 3-36 花键的分类

二、键连接的步骤

键连接的步骤如下:

- (1) 根据连接的结构特点、使用要求和工作条件来选择键连接类型。
- (2) 根据轴径大小从标准中选出键的剖面尺寸 $b \times h$ (b 为键宽, h 为键高), 见表 3-13。
- (3) 参考轮毂宽度选取键的长度 L , 键的长度应符合标准规定的尺寸系列, 见表 3-13。
- (4) 进行强度校核计算。

平键连接传递扭矩时, 键的侧面受挤压, 剖面受剪切(除非有严重过载, 一般不会出现键的剪断)。对于平键连接, 其主要失效形式是键、轴槽、毂槽三者中较弱零件的工作面被压溃(对于静连接)或磨损(对于动连接)。因此, 采用常见材料组合和按标准选取的平键连接, 只需按工作面上的挤压应力(对于动连接常用压强)进行强度校核计算。

表 3-13 普通平键、导向平键的主要尺寸

(参照 GB/T 1095—2003、GB/T 1096—2003、GB/T 1097—2003)

单位: mm

轴的直径 d	6~8	>8~10	>10~12	>12~17	>17~22	>22~30	>30~38
键宽 $b \times$ 键高 h	2×2	3×3	4×4	5×5	6×6	8×7	10×8
轴的直径 d	>38~44	>44~50	>50~58	>58~65	>65~75	>75~85	...
键宽 $b \times$ 键高 h	12×8	14×9	16×10	18×11	20×12	22×14	...
键的长度系列 L	6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 250, 280, 320, 360, 400...						

知识链接

剪切与挤压强度计算

工程上常用的连接件如键、螺栓、铆钉、销等,都是剪切与挤压的工程实例。图 3-37(a)所示为铆钉连接,在力 F 作用下,铆钉受到剪切。这类变形形式是由大小相等、方向相反、相互平行的力作用引起的,表现为受剪杆件的两部分沿外力作用方向发生相对错动,如图 3-37(c)所示。杆件的这种变形称为剪切;杆件发生相对错动的中间截面 $m-m$ 称为剪切面;在剪切面上必然有与外力 F 大小相等、方向相反的内力存在[见图 3-37(b)],这个内力称为剪力。

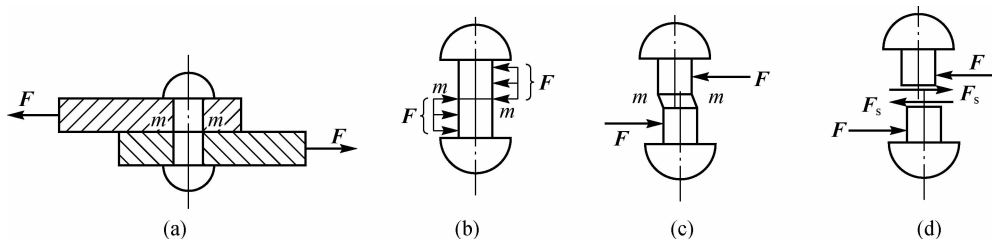


图 3-37 铆钉被剪切和挤压

铆钉等连接件在外力的作用下发生剪切变形的同时,在连接件和被连接件接触面上相互压紧,产生局部压陷变形,甚至压溃破坏,这种现象称为挤压。接触面上的压力称为挤压力,用 F_{jy} 表示,零件受压的接触面称为挤压面,如图 3-38 所示。

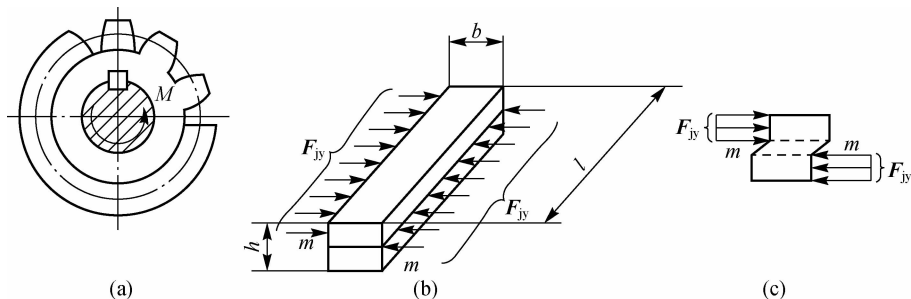


图 3-38 平键受力图

1. 剪切的实用计算

连接件发生剪切而使剪切面上产生切应力 τ 。切应力在剪切面上的分布情况一般比较复杂,工程中为了便于计算,通常认为切应力在剪切面上是均匀分布的。切应力 τ 的计算公

式为

$$\tau = \frac{F_s}{A} \quad (3-23)$$

式中, F_s 为剪切面上的剪力, N; A 为剪切面面积, mm^2 。

为保证连接件工作时安全可靠, 要求切应力 τ 不超过材料的许用切应力 $[\tau]$ 。故剪切强度条件为

$$\tau = \frac{F_s}{A} \leq [\tau] \quad (3-24)$$

式中, $[\tau]$ 为材料的许用切应力, MPa。常用材料的许用切应力可从有关手册中查到, 也可根据经验获取。一般对塑性材料有 $[\tau] = (0.75 \sim 0.8)[\sigma]$; 对脆性材料有 $[\tau] = (0.8 \sim 1.0)[\sigma]$ 。

2. 挤压的实用计算

由挤压应力引起的应力称为挤压应力, 用 σ_p 表示。挤压应力在挤压面上的分布相当复杂, 工程上也通常认为挤压应力在挤压面上均匀分布。挤压应力 σ_p 的计算公式为

$$\sigma_p = \frac{F_{jy}}{A_{jy}} \quad (3-25)$$

式中, F_{jy} 为挤压面上的挤压力, N; A_{jy} 为挤压面面积, mm^2 。

当挤压面为平面时, 计算挤压面面积即为实际挤压面面积; 当挤压面为圆柱面时, 计算挤压面面积等于半圆柱面沿挤压力方向的正投影面积, 即 $A_{jy} = dl$, 如图 3-39 所示。

为保证连接件具有足够的挤压强度, 其挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{F_{jy}}{A_{jy}} \leq [\sigma_p] \quad (3-26)$$

式中, $[\sigma_p]$ 为材料的许用挤压应力, 数值可由实验获得。常用材料的 $[\sigma_p]$ 可从有关手册中查到。对于金属材料, 一般对塑性材料有 $[\sigma_p] = (1.7 \sim 2.0)[\sigma]$; 对脆性材料有 $[\sigma_p] = (0.9 \sim 1.5)[\sigma]$ 。注意两个不同材料的零件相互挤压时, 要对抗挤压强度小的零件进行强度校核计算。

工程上通常应用强度条件解决三种实际问题: 一是校核强度, 二是设计截面尺寸, 三是确定最大许可载荷。

普通平键连接的强度条件式为

$$\sigma_p = \frac{F_{jy}}{A_{jy}} = \frac{\frac{T}{d}}{\frac{h}{2}l} = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma_p] \quad (3-27)$$

导向平键连接和滑键连接的强度条件为

$$p = \frac{4T}{dhl} \leq [p] \quad (3-28)$$

式中, T 为键传递的转矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$; h 为键的高度, mm ($h/2$ 为键与毂的近似接触高度); l 为键的工作长度 (键与毂的接触长度), mm , A 型普通平键 $l = L - b$, B 型普通平键 $l = L$, C 型普通平键 $l = L - b/2$, 其中 L 为键的公称长度, 通常键的公称长度 L 应比轮毂长度 L_1 短 $5 \sim 10 \text{ mm}$, b 为键的宽度; d 为轴的直径, mm ; $[\sigma_p]$ 为键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力, MPa, 见表 3-14; $[p]$ 为键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用压强, MPa, 见表 3-14。

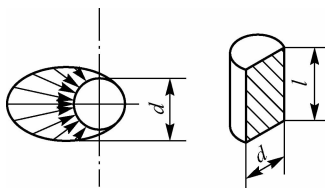


图 3-39 受挤压圆柱面的正投影

表 3-14 键连接的许用挤压应力、许用应强

许用挤压应力、 许用压强	连接工作方式	键或毂、轴的材料	载荷性质/MPa		
			静载荷	轻微冲击	冲击
$[\sigma_p]$ /MPa	静连接	钢	120~150	100~120	60~90
		铸铁	70~80	50~60	30~45
$[p]$ /MPa	动连接	钢	50	40	30

注:如与键有相对滑动的被连接件表面经过淬火,则动连接的许用压强 $[p]$ 可提高 2~3 倍。

如果强度不足,在结构允许时可适当增加轮毂长度和键长,或者间隔 180° 布置两个键。考虑载荷分布不均匀性,双键连接的强度按 1.5 个键计算。



任务实施

键的设计与选用步骤如下:

1. 选择键的类型

轴与带轮之间的连接属于静连接,故选用普通平键连接。由于大小带轮均在轴端,所以选用 C 型普通平键,也可以选用 A 型平键连接。

2. 设计键的尺寸

根据轴与轮毂孔直径 d ,由表 3-13 查得键的截面尺寸。

(1) $d=38$ mm,截面尺寸 $b \times h=10$ mm \times 8 mm,键长 $L=L_1-(5 \sim 10)=80-(5 \sim 10)=75 \sim 70$ mm,取标准键长 70 mm;键的工作长度 $l=L-b/2=70-5=65$ mm。

(2) $d=42$ mm,截面尺寸 $b \times h=12$ mm \times 8 mm,键长 $L=L_1-(5 \sim 10)=80-(5 \sim 10)=75 \sim 70$ mm,取标准键长 70 mm;键的工作长度 $l=L-b/2=70-5=65$ mm。

3. 校核键的强度

(1)根据表 3-14,键的材料为 45 钢,电动机轴材料为钢,小带轮材料为铸铁,有轻微冲击,查得许用挤压应力 $[\sigma_p]=50 \sim 60$ MPa。

键的工作长度为 $l=L-b/2=70-5=65$ mm。

由挤压强度式(3-27)得

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 20.5 \times 10^3}{38 \times 8 \times 65} = 4.1 \text{ MPa} \leq [\sigma_p]$$

键的强度足够,故选用 GB/T 1096 键 C10 \times 8 \times 70。

(2)根据表 3-14,键的材料为 45 钢,减速器轴材料为钢,大带轮材料为铸铁,有轻微冲击,查得许用挤压应力 $[\sigma_p]=50 \sim 60$ MPa。

键的工作长度为 $l=L-b/2=70-5=65$ mm。

由挤压强度式(3-27)得

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 30.2 \times 10^3}{38 \times 8 \times 65} = 6.1 \text{ MPa} \leq [\sigma_p]$$

键的强度足够,故选用 GB/T 1096 键 C12 \times 8 \times 70。



任务总结

本任务分析了键连接的类型、特点和应用,普通平键连接的尺寸选择和强度校核。通过

本任务的实施,学生能够具备正确选择普通平键的能力,在任务实施过程中,培养了学生分析问题、解决问题的能力。

1. 键连接的类型和应用

(1)平键连接分为普通平键连接、导向平键连接和滑键连接三种,其中普通平键连接属于静连接,导向平键连接和滑键连接属于动连接。普通平键可分为 A 型(圆头)、B 型(方头)、C 型(半圆头)三类。

(2)半圆键连接用于轻载荷和锥形轴端的连接。

(3)楔键连接用于定心精度要求不高、载荷平稳、速度较低的场合。

(4)花键连接用于载荷较大、定心精度要求较高和尺寸较大的连接。

2. 平键连接的设计步骤

(1)键的类型选择。

(2)键的尺寸选择(截面尺寸 $b \times h$ 和长度尺寸 L)。

(3)键的强度校核。

思考与练习

一、简答题

- 键连接有哪些类型?简述其工作原理。
- 普通平键分哪些类型?分别用于哪些不同的场合?
- 对比普通平键和半圆键的优缺点。
- 在平键校核中,键的工作长度 l 和键长 L 之间的关系。

二、判断题

- 半圆键是靠键侧面与键槽间挤压和键的剪切传递载荷的。 ()
- 楔键是靠侧面来工作的。 ()
- 与楔键连接相比,平键连接的主要优点是装拆方便、对中性好,所以应用较为广泛。 ()
- 选用普通平键时,键的截面尺寸与长度是由强度条件确定的。 ()
- 采用双平键连接时,通常在轴的圆周相隔 $90^\circ \sim 120^\circ$ 位置布置。 ()

三、选择题

- 键连接的主要用途是使轴与轮毂之间_____。
 A. 沿轴向固定并传递轴向力
 B. 沿轴向可做相对滑动并具有导向作用
 C. 沿周向固定并传递扭矩
 D. 安装与拆卸方便
- 设计键连接时,键的截面尺寸通常根据_____选择。
 A. 所传递转矩的大小
 B. 所传递功率的大小
 C. 轮毂的长度
 D. 轴的直径
- 楔键连接的主要缺点是_____。
 A. 键的斜面加工困难
 B. 键安装时易损坏
 C. 键楔紧后在轮毂中产生初应力
 D. 轴和轴上零件对中性差
- 平键连接能传递的最大扭矩为 T ,现要传递的扭矩为 $1.5T$,则应_____。

- A. 把键长 L 增大到 1.5 倍
 B. 把键宽 b 增大到 1.5 倍
 C. 把键高 h 增大到 1.5 倍
 D. 安装一对平键
- (5) 为了不严重削弱轴和轮毂的强度, 两个切向键最好布置成_____。
- A. 在轴的另一母线上
 B. 180°
 C. $120^\circ \sim 130^\circ$
 D. 90°
- (6) 半圆键的主要优点是_____。
- A. 对轴的强度削弱轻
 B. 键槽应力集中小
 C. 工艺性好、安装与拆卸方便
 D. 能传递较大转矩
- (7) 切向键的斜度是做在_____上的。
- A. 轮毂键槽底面
 B. 轴的键槽底面
 C. 一对键的接触面
 D. 键的侧面

四、填空题

- (1) 平键连接是靠键的_____来传递转矩的, 只能对轴上零件做_____固定。
- (2) 楔键的_____面是工作面, 键的表面和毂槽的底面有_____的斜度。
- (3) 半圆键的_____为工作面, 当需要用两个半圆键时, 一般布置在轴的_____。
- (4) 在平键连接中, 静连接应校核_____强度, 动连接应校核_____强度。
- (5) 花键连接用于_____载荷和尺寸_____的连接。

五、计算题

(1) 减速器的低速轴与圆柱齿轮之间采用键连接。已知轴传递的转矩 $T=1 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 齿轮材料为 45 钢, 轮毂长度为 90 mm, 轴直径为 90 mm, 工作时略有轻微冲击, 选择连接键的类型和尺寸, 并校核。

(2) 减速器的低速轴与凸缘联轴器之间采用键连接。已知轴传递的转矩 $T=1 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 联轴器材料为 HT200, 轮毂长度为 130 mm, 轴直径为 75 mm, 工作时略有轻微冲击, 选择连接键的类型和尺寸, 并校核。