



# 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

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4 \text{ kW}$ ,满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ,从动轮转速  $n_2=450 \text{ r/min}$ ,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

**解** (1) 计算设计功率  $P_c$ 。

由表 5-6 查得  $K_A=1.1$ ,故

$$P_c = K_A P = 1.1 \times 4 \text{ kW} = 4.4 \text{ kW}$$

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 ( $\leq 7.5 \text{ kW}$ )、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 ( $>7.5 \text{ kW}$ )、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、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。

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  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

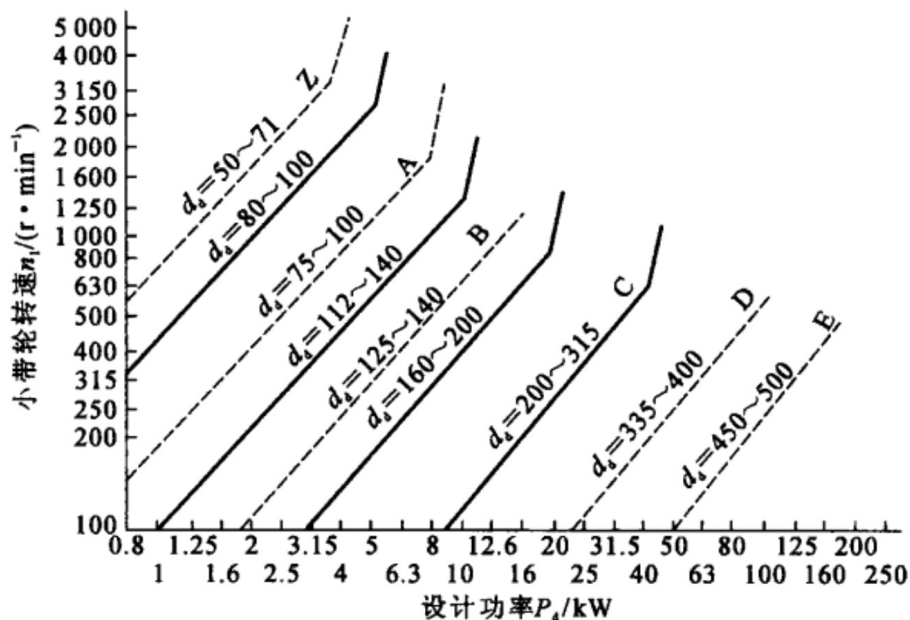
7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式输送机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4 \text{ kW}$ ,满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ,从动轮转速  $n_2=450 \text{ r/min}$ ,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

(2) 选择带型。

根据  $P_c=4.4 \text{ kW}$ ,  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ,由图 5-7 初步选用 A 型。



注: Y 型带主要传递运动, 故未列入图内。

图 5-7 普通 V 带选型图

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  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1\,440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

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
$d_{\min}$	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。

(3) 选取带轮基准直径  $d_{d1}$  和  $d_{d2}$ 。

由表 5-7 取  $d_{d1}=100$  mm,由式(5-11(a)),并取  $\epsilon=0.02$ ,得

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} (1 - \epsilon) = \frac{1\,440}{450} \times 100 \times (1 - 0.02) \text{ mm} = 309.2 \text{ mm}$$

由表 5-7 取直径系列值  $d_{d2}=315$  mm。

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  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1\ 440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

(4) 验算带速  $v$ 。

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1\ 000} = \frac{\pi \times 100 \times 1440}{60 \times 1\ 000} \text{ m/s} = 7.54 \text{ m/s}$$

在 5~25 m/s 范围内,带速合适。

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  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

(5) 确定中心距  $a$  和带的基准长度  $L_d$ 。

初选中心距  $a_0=450$  mm,符合

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$$

由式(5-14)得带长

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= \left[ 2 \times 450 + \frac{3.14}{2} \times (100 + 315) + \frac{(315 - 100)^2}{4 \times 450} \right] \text{ mm} \\ &= 1577.6 \text{ mm} \end{aligned}$$

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  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$



# 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1\,440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

(5) 确定中心距  $a$  和带的基准长度  $L_d$ 。

初选中心距  $a_0=450$  mm,符合

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$$

由式(5-14)得带长

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= \left[ 2 \times 450 + \frac{3.14}{2} \times (100 + 315) + \frac{(315 - 100)^2}{4 \times 450} \right] \text{ mm} \\ &= 1\,577.6 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表 5-8,对 A 型带取基准长度  $L_d=1\,640$  mm,然后计算实际中心距。

$$A = \frac{L_d}{4} - \frac{\pi(d_{d1} + d_{d2})}{8} = \left[ \frac{1\,640}{4} - \frac{\pi(100 + 315)}{8} \right] \text{ mm} = 247.1 \text{ mm}$$

$$B = \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{8} = \frac{(315 - 100)^2}{8} \text{ mm} = 5\,778.1$$

$$a = A + \sqrt{A^2 - B} = (247.1 + \sqrt{247.1^2 - 5\,778.1}) \text{ mm} = 482.2 \text{ mm}$$

取  $a=480$  mm。

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
$L_d/\text{mm}$	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

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1\ 440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

(6) 验算小带轮包角  $\alpha_1$ 。

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{315 - 100}{480} \times 57.3^\circ \\ \approx 154.33^\circ > 120^\circ$$

在要求的范围以上,包角合适。

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  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。功率  $P=4 \text{ kW}$ , 满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 从动轮转速  $n_2=480 \text{ r/min}$ , 要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

(7) 确定带的根数  $z$ 。

因  $d_{d1}=100 \text{ mm}$ ,  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 查表 5-2 得

$$P_0 = 1.31 \text{ kW}$$

1) 确定设计功率  $P_c = K_A P \text{ (kW)}$

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  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

表 5-2 单根普通 V 带的基本额定功率  $P_0 \text{ (kW)}$

带型	$d_{d1}$ /mm	$n_1 / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$												
		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
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
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
B	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
	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	
C	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
	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	—	—	—	—

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。已知输入功率  $P=4 \text{ kW}$ , 满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 从动轮转速  $n_2=480 \text{ r/min}$ , 要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

(7) 确定带的根数  $z$ 。

因  $d_{d1}=100 \text{ mm}$ ,  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 查表 5-2 得

$$P_0 = 1.31 \text{ kW}$$

因  $i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\epsilon)} = \frac{315}{100 \times (1-0.02)} \approx 3.21$ ,  $v=7.54 \text{ m/s}$ , 查表 5-3 得

$$\Delta P_0 = 0.1 \text{ kW}$$

表 5-3 单根普通 V 带的额定功率增量  $\Delta P_0$  (kW)

带型	传动比 $i$										带速 $v / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ $\leq$
	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 ~ 1.50*	1.51* ~ 1.99	$\geq 2.00$	
Z	0.00										1
	0.01										2
	0.02										3
	0.03										4
	0.04										5
	0.05										6.3
	0.06										7.5
	0.07										8.8
	0.08										10
	0.09										12.5
A	0.02										15
	0.03										16.7
	0.04										18.3
	0.05										20
	0.06										2.5
	0.07										5
	0.08										6.7
	0.09										8.3
	0.10										10
	0.11										12.5
B	0.02										15
	0.03										17.5
	0.04										20
	0.05										25.5
	0.06										30
	0.07										5
	0.08										10
	0.09										11.7
	0.10										13.3
	0.11										15
C	0.02										20
	0.03										22.5
	0.04										25
	0.05										27.5
	0.06										30
	0.07										5
	0.08										7.5
	0.09										10
	0.10										12.5
	0.11										15

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

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传

率  $P=4 \text{ kW}$ , 满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 从动轮转

要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

表 5-4 包角系数  $K_\alpha$

小轮包角	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	110°	100°	90°
$K_\alpha$	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 $L_d/\text{mm}$	$K_L$					基准长度 $L_d/\text{mm}$	$K_L$						
	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								

(7) 确定带的根数  $z$ 。

因  $d_{d1}=100 \text{ mm}$ ,  $n_1=1440 \text{ r/min}$ , 查表 5-2 得

$$P_0 = 1.31 \text{ kW}$$

因  $i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\epsilon)} = \frac{315}{100 \times (1-0.02)} \approx 3.21$ ,  $v = 7.54 \text{ m/s}$ , 查表 5-3 得

$$\Delta P_0 = 0.1 \text{ kW}$$

因  $\alpha_1 = 154.33^\circ$ , 查表 5-4 得

$$K_\alpha = 0.928$$

因  $L_d = 1640 \text{ mm}$ , 查表 5-5 得

$$K_L = 0.996$$

由式(5-16)得

$$\begin{aligned} z &\geq \frac{P_c}{[P]} = \frac{P_c}{(P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L} \\ &= \frac{4.4}{(1.31 + 0.1) \times 0.928 \times 0.996} = 3.37 \end{aligned}$$

取  $z=4$  根。



## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式输送机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4 \text{ kW}$ ,满载转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ,从动轮转速  $n_2=450 \text{ r/min}$ ,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550 \text{ mm}$ 。

(8) 确定初拉力  $F_0$ 。

由表 5-1 查得 A 型带单位长度质量  $q=0.1 \text{ kg/m}$ 。

由式(5-17)得单根普通 V 带的初拉力

$$\begin{aligned} F_0 &= 500 \times \frac{(2.5 - K_p) P_c}{K_p z v} + qv^2 \\ &= \left[ 500 \times \frac{(2.5 - 0.928) \times 4.4}{0.928 \times 4 \times 7.54} + 0.1 \times 7.54^2 \right] \text{ N} \\ &\approx 124.3 \text{ N} \end{aligned}$$

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 $b/\text{mm}$	6.0	10.0	13.0	17.0	22.0	32.0	38.0
节宽 $b_p/\text{mm}$	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
高度 $h/\text{mm}$	4.0	6.0	8.0	11.0	14.0	19.0	23.0
楔角 $\alpha/(\circ)$	40°						
基准长度 $L_d/\text{mm}$	200~500	400~1600	630~2800	900~5600	1800~10000	2800~14000	4500~16000
单位长度质量 $/( \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} )$	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。

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  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

## 普通 V 带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

**例 5-1** 设计一带式运输机中的普通 V 带传动。原动机为 Y112M—4 异步电动机,其额定功率  $P=4$  kW,满载转速  $n_1=1\ 440$  r/min,从动轮转速  $n_2=450$  r/min,一班制工作,载荷变动较小,要求中心距  $a \leq 550$  mm。

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  $\alpha$

6) 确定带的根数  $z$

7) 确定初拉力  $F_0$

(9) 计算压力  $F_Q$ 。

由式(5-18)得压力

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 4 \times 124.3 \times \sin \frac{154.33^\circ}{2} \text{ N} \approx 970 \text{ N}$$

(10) 带传动的结构设计(略)。

除此之外,通过同样的分析计算,还可获得若干种可行方案,如表 5-9 所示。

表 5-9 可行方案

项 目	参 数	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
带(A型)	根数 $z(1\sim 5)$	7	5	4	3
	带长 $L_d/\text{mm}$	1 250	1 400	1 600	1 800
带轮	直径 $d_{d1}/\text{mm}$	75	90	100	112
	直径 $d_{d2}/\text{mm}$	236	280	315	355
传动	中心距 $a/\text{mm}$	370	400	460	520
	小带轮包角 $\alpha_1(\geq 120^\circ)$	155.1	152.8	153.2	153.2
	带速 $v(5\sim 25 \text{ m/s})$	5.65	6.79	7.54	8.44
参数	作用在轴上的压力 $F_Q/\text{N}$	1 290.5	1 076.9	1 009.4	903.5
	初拉力 $F_0/\text{N}$	94.4	110.8	129.7	154.8
结果		$z > 1\sim 5$ 不可行	可行	可行	可行

第 1 种方案  $z > 1\sim 5$ ,已超过推荐轮槽数,应使组带长的长度偏差尽量小。第 2~4 种方案都可行,从带长与中心距考虑,第 4 种值最大,第 3 种值次之,第 2 种值最小(较佳);但从带的根数与轴的压力考虑,第 2 种根数多,轴的压力大,第 3、4 种值则依次较优。



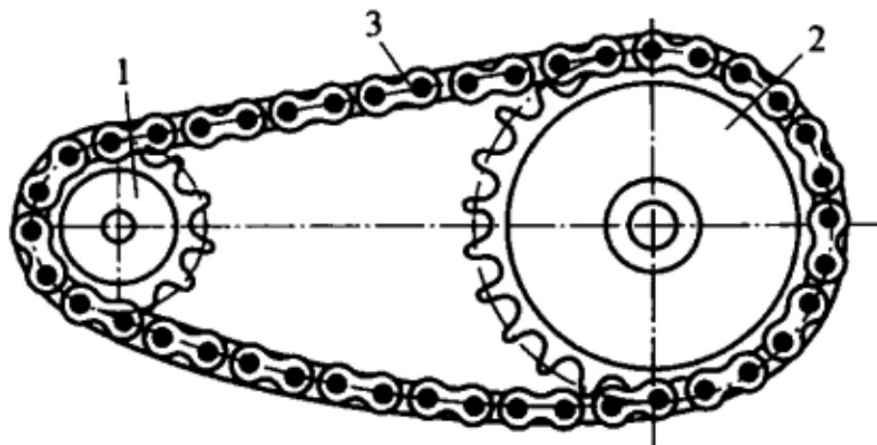


图 5-10 链传动简图

1—小链轮；2—大链轮；3—链条

# 链传动设计

链传动装置是在装于平行轴上的链轮之间，以链条作为挠性曳引元件的一种啮合传动装置

# 链传动的特点、类型

- 与带传动、齿轮传动相比，链传动的优点是
  - 没有弹性滑动和打滑，能保持准确的平均传动比，传动效率较高（封闭式链传动的传动效率  $\eta = 0.95 \sim 0.98$ ）
  - 轴的压力较小
  - 传递功率大，过载能力强
  - 能在低速、重载下较好工作
  - 能适应恶劣环境（如多尘、油污、腐蚀和高强度场合）
- 其缺点是
  - 瞬时链速和瞬时传动比不是常数，工作中有冲击和噪声
- 按用途不同，链可分为
  - 传动链：主要用于传递运动和动力，应用很广泛
  - 起重链
  - 曳引链

其工作速度  
 $v \leq 15 \text{ m/s}$

传递功率  $P \leq$   
100 kW

最大速比  $i < 8$   
一般  $i = 2 \sim 3$

传动效率  $\eta =$   
0.95~0.98

# 链传动的特点、类型

## • 传动链主要包括

- 滚子链：比滚子链工作平稳、噪声小，承受冲击载荷能力强，但结构较复杂，成本较高；滚子链的应用最为广泛
- 齿形链

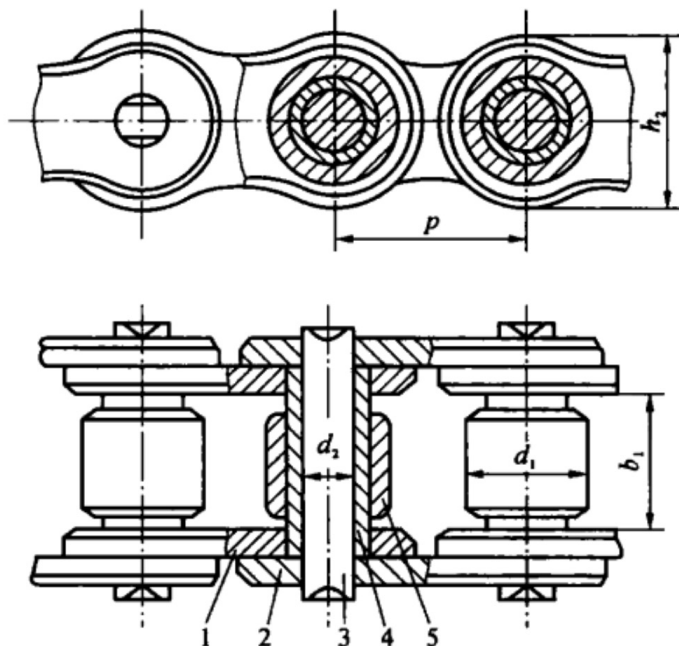


图 5-11 滚子链

1—内链板；2—外链板；3—销轴；4—套筒；5—滚子

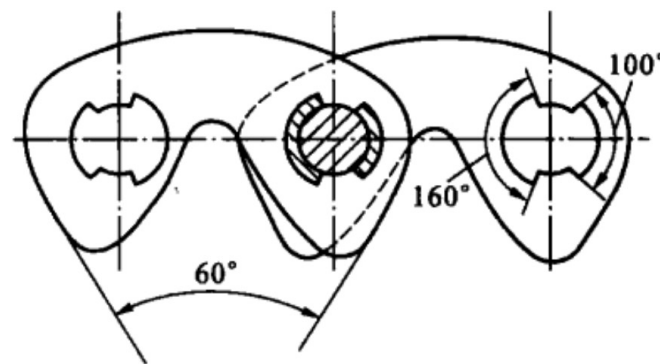


图 5-12 齿形链

# 链传动的特点、类型

## • 滚子链的结构

- 由内链板 1、外链板 2、销轴 3、套筒 4 和滚子 5 组成

- 销轴与外链板、套筒与内链板分别用过盈配合连接
- 而销轴与套筒、滚子与套筒之间则为间隙配合

- 所以，当链条与链轮轮齿啮合时

- 滚子与轮齿间基本上为滚动摩擦
- 套筒与销轴间、滚子与套筒间为滑动摩擦

- 链板一般做成“8”字形以使各截面接近等强度，并可减轻重量和运动时的惯性

- 链的长度用链节数表示，为了使链条连成环形时，正好是外链板与内链板相连接，所以链节数最好为偶数

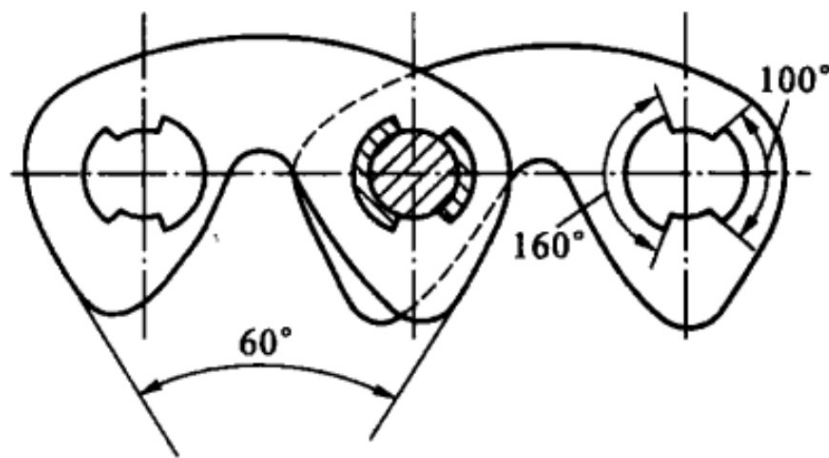


图 5-12 齿形链

# 链传动的特点、类型

- 滚子链是标准件其主要参数是链的节距力，它是指链条上相邻两销轴中心间的距离
  - GB/T 1243-2006 规定滚子链分 A、B 两个系列
  - 表中的链号数乘以 25.4/16 即为节距值，表中的链号与相应的国际标准一致
- 滚子链的标记方法
- 链号 - 排数 × 链节数  
标准编号
- 16A-1 × 80, GB/T 1243-2006
- 即为按本标准制造的 A 系列、节距 25.4 mm、单排、80 节的滚子链

表 5-10 滚子链的规格及主要参数(摘自 GB/T 1243—2006)

链号	节距 $p/\text{mm}$	排距 $p_1/\text{mm}$	滚子外径 $d_1/\text{mm}$	内链节内宽 $b_1/\text{mm}$	销轴直径 $d_2/\text{mm}$	内链板高度 $h_2/\text{mm}$	极限拉伸载荷 (单排) $Q/\text{N}$	每米质量 (单排) $q/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1})$
05B	8.00	5.64	5.00	3.00	2.31	7.11	4 400	0.18
06B	9.525	10.24	6.35	5.72	3.28	8.26	8 900	0.40
08A	12.70	14.38	7.95	7.85	3.96	12.07	13 800	0.60
08B	12.70	13.92	8.51	7.75	4.45	11.81	17 800	0.70
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.08	15.09	21 800	1.00
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.94	18.08	31 100	1.50
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.92	24.13	55 600	2.60
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.53	30.18	86 700	3.80
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.10	36.20	124 600	5.60
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.70	42.24	169 000	7.50
32A	50.80	58.55	28.58	31.55	14.27	48.26	222 400	10.10
40A	63.50	71.55	39.68	37.85	19.24	60.33	347 000	16.10
48A	76.20	87.93	47.63	47.35	23.80	72.39	500 400	22.60

注：① 极限拉伸载荷也可用 kgf 表示，取 1 kgf=9.8 N；

② 过渡链节的极限拉伸载荷按 0.8Q 计算。

# 链传动的运动特性

## 1. 链传动的平均速度与平均速比

- 由于链绕在链轮上，链节与相应的轮齿啮合后这一段链条折成正多边形的一部分
- 完整的正多边形的边长为链条的节距  $p$ ，边数等于链轮齿数  $z$

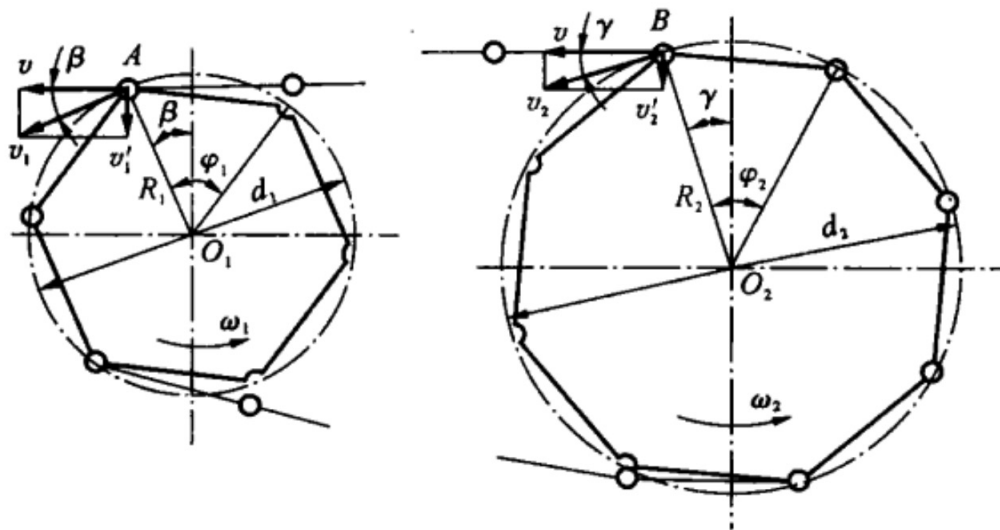


图 5-13 链传动的速度分析

- 链轮每转一转，随之转过的链长为  $zp$ ，故链的平均速度  $v$  为

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{z_2 n_2 p}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s})$$

- $z_1$ 、 $z_2$ ：主、从动轮齿数 |  $n_1$ 、 $n_2$ ：主、从动轮转速 (r/min)
- $p$ ：链的节距 (mm) | 链传动的平均传动比为  $i \approx z_2/z_1$



# 链传动的运动特性

## 2. 链传动的运动不均匀性

- 链轮转动时，绕在其上的链条的销轴轴心沿链轮节圆（半径为  $R_1 = d_1/2$ ）运动，而链节其余部分的运动轨迹基本不在节圆上

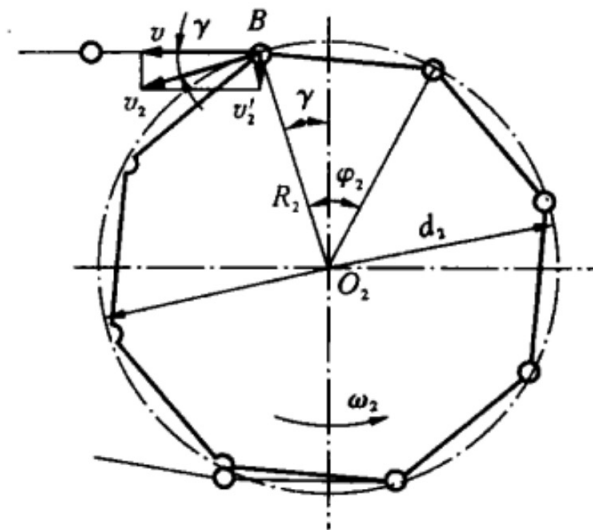
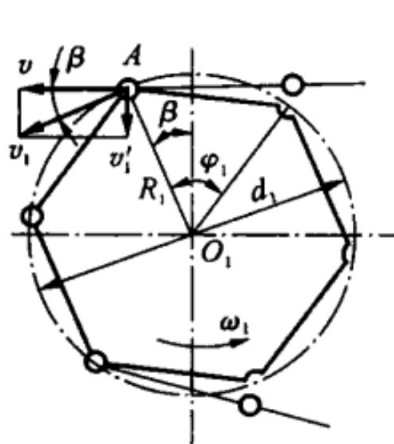


图 5-13 链传动的速度分析

$\beta$ : A点处圆周速度与水平线的夹角

- 设链轮以角速度  $\omega_1$  转动时，该链轮的销轴轴心 A 作等速圆周运动，其圆周速度

- $v_1 = R_1 \omega_1$

- 为了便于分析，设链在转动时主动边始终处于水平位置

- $v_1$  可分解为沿链条前进方向的水平分速度  $v$ :  $v = v_1 \cos \beta = R_1 \omega_1 \cos \beta$
  - 上下垂直运动的分速度记  $v'_1$ :  $v'_1 = v_1 \sin \beta = R_1 \omega_1 \sin \beta$



# 链传动的运动特性

## 2. 链传动的运动不均匀性

- 由图可知，链条的每一链节在主动轮上对应的中心角为 $\varphi_1 = 360^\circ/z_1$ ，则 $\beta$ 角的变化范围为 $\left[-\frac{\varphi_1}{2} \sim +\frac{\varphi_1}{2}\right]$

- 当 $\beta = \pm \frac{\varphi_1}{2}$ 时，链速最小， $v_{\min} = R_1 \omega_1 \cos \frac{\varphi_1}{2}$
- 当 $\beta = 0$ 时，链速最大， $v_{\max} = R_1 \omega_1$

- 所以，主动链轮作等速回转时，链条前进的瞬时速度 $v$ 周期性地由小变大，又由大变小，每转过一个节距就变化一次

- 与此同时， $v'$ 的大小也在周期性地变化，使链节减速上升，然后加速下降

- 设从动轮角速度为 $\omega_2$ ，圆周速度为 $v_2$ ，由上图可知： $v_2 = \frac{v}{\cos \gamma} = \frac{v_1 \cos \beta}{\cos \gamma} = R_2 \omega_2$

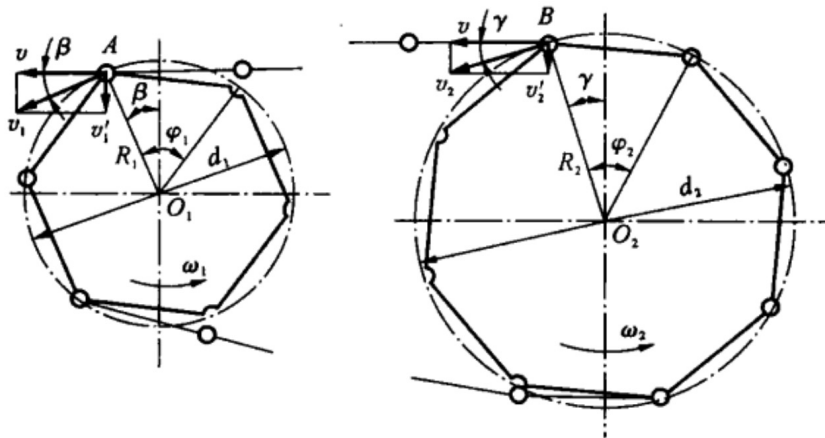
- 又因 $v_1 = R_1 \omega_1$ ， $\frac{R_1 \omega_1 \cos \beta}{\cos \gamma} = R_2 \omega_2$ ，所以瞬时传动比为 $i_t \approx \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos \gamma}{R_1 \cos \beta}$

- 随着 $\beta$ 角和 $\gamma$ 角不断变化，链传动的瞬时传动比也不断变化

- 当主动链轮以等角速度回转时，从动链轮的角速度将周期性地变化

- 只有在 $z_1 = z_2$ ，且传动的中心距恰为节距 $p$ 的整数倍时，传动比才可能在啮合过程中保持不变，恒为1

- 由上面分析可知，链轮齿数之越少，链条节距 $p$ 越大，链传动的运动不均匀性越严重



# 链传动的运动特性

## 3. 链传动的动载荷

- 当链的质量相同时，链轮转速越高，节距越大，则链的动载荷就越大

- $a = \frac{dv}{dt} = -R_1 \omega_1^2 \sin \beta$

- 当销轴位于  $\beta = \pm \frac{\varphi_1}{2}$  时，加速度达到最大值

- $a_{max} = \pm R_1 \omega_1^2 \sin \frac{\varphi_1}{2} = \pm R_1 \omega_1^2 \sin \frac{180^\circ}{z} = \pm \frac{\omega_1^2 p}{2}$

- 链传动中的动载荷主要由于以下因素而产生：
  - (1) 链速  $v$  周期性变化产生的加速度  $a$  对动载荷的影响
  - (2) 链的垂直方向分速度  $v'$  周期性变化会导致链传动的横向振动，它也是造成链传动动载荷很重要的一个原因
  - (3) 当链条的铰链啮入链轮齿间时，由于链条铰链作直线运动而链轮轮齿作圆周运动，两者之间的相对速度造成啮合冲击和动载荷

# 链传动的运动特性

- 1. 链传动的平均速度与平均速比
  - 2. 链传动的运动不均匀性
  - 3. 链传动的动载荷
- 由于以上几种主要原因，链传动有不平稳现象、冲击和动载荷，这是链传动的固有特性，称为链传动的运动不均匀性，也称为链传动的多边形效应
- 另外，由于链和链轮的制造误差、安装误差，以及链条的松弛，在启动、制动、反转、突然超载或卸载情况下出现的惯性冲击，也将增大链传动的动载荷



# ME303: 机械设计

## 2022年秋季

谢谢~

宋超阳  
南方科技大学