



# 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

# 链传动的主要失效形式

## 1) 铰链磨损

- 链节在进入啮合和退出啮合时，销轴与套筒之间存在相对滑动，在不能保证充分润滑的条件下，将引起铰链的磨损。磨损导致链轮节距增加，链与链轮的啮合点外移，最终将产生跳齿或脱链而使传动失效。
- 由于磨损主要表现在外链节节距的变化上，内链节节距的变化很小，因而实际铰链节距的不均匀性增大，使传动更不平稳。
- 磨损是开式链传动的主要失效形式。但是近几年来由于链轮的材料、热处理工艺、防护和润滑的状况等都有了很大的改进，因而在闭式传动中链因铰链磨损而产生的失效已不再是限制链传动的主要因素。

## 2) 链的疲劳破坏

- 由于链在运动过程中所受的载荷不断变化，因而链在变应力状态下工作，经过一定的循环次数后，链板会产生疲劳断裂或滚子表面会产生疲劳点蚀和疲劳裂纹。
- 在润滑条件良好和设计安装正确的情况下，疲劳强度是决定链传动工作能力的主要因素。

## 3) 多次冲击破断

- 工作中由于链条反复启动、制动、反转或受重复冲击载荷时承受较大的动载荷，经过多次冲击，滚子、套筒和销轴最后产生冲击断裂。
- 它的应力总循环次数一般在10以内，它的载荷一般较疲劳破坏允许的载荷要大，但比一次冲击破断载荷要小。

## 4) 胶合

- 由于套筒和销轴间存在相对运动，在变载荷的作用下，润滑油膜难以形成，当转速很高时，使套筒与销轴间发生金属直接接触而产生很大摩擦力，其产生的热量导致套筒与销轴的胶合。在这种情况下，或者销轴被剪断，或者套筒、销轴与链板的过盈配合松动，从而造成链传动的失效。

## 5) 过载拉断

- 在低速、重载的传动中或者链突然受很大的过载时，链条静力拉断，承载能力受到链元件的静拉力强度的限制。

## 6) 链轮轮齿的磨损或塑性变形

- 在滚子链传动中，链轮轮齿磨损或塑性变形超过一定量后，链的工作寿命将明显下降。可以采用适当的材料和热处理方式来降低其磨损量和塑性变形。通常链轮的寿命为链的寿命的2~3倍以上，故链传动的承载能力以链的强度和寿命为依据。

# 滚子链传动的极限功率曲线

- 链传动的工作情况不同，失效形式也不同
  - 图示为链在一定寿命下，小链轮在不同转速时由各种失效形式所限定的极限功率曲线（亦称帐篷曲线）

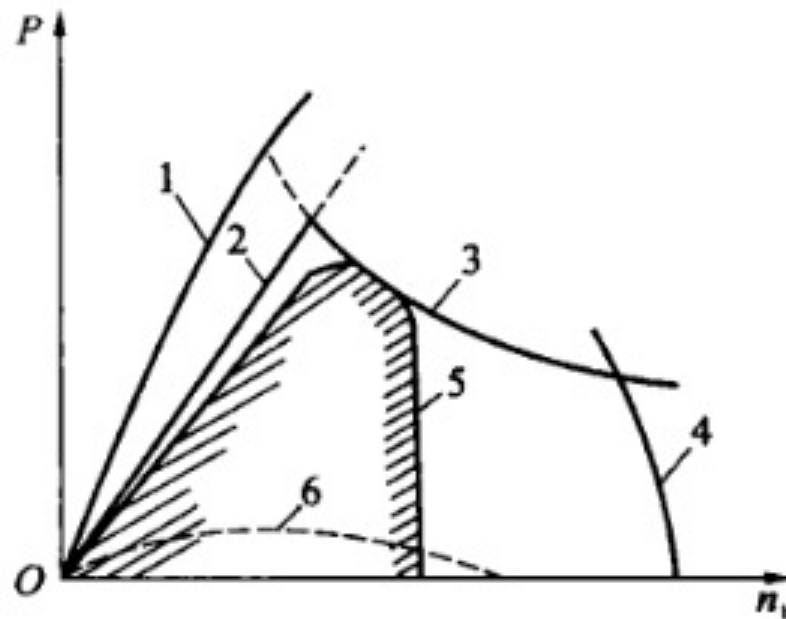


图 5-14 滚子链的极限功率曲线

1: 在良好而充分润滑条件下由磨损破坏限定的极限功率曲线

2: 在变应力下由链板疲劳破坏限定的极限功率曲线

3: 由滚子、套筒冲击疲劳破坏限定的极限功率曲线

4: 由销轴与套筒胶合限定的极限功率曲线

5: 在良好润滑条件下的额定功率曲线，它是设计时所使用的曲线

6: 在润滑条件不好或工作环境恶劣的情况下的极限功率曲线，这种情况下链磨损严重，所能传递的功率甚低

## 滚子链传动的额定功率曲线

A系列链条在特定情况下链速 $v \geq 0.6m/s$ 时允许传动的额定功率 $P$

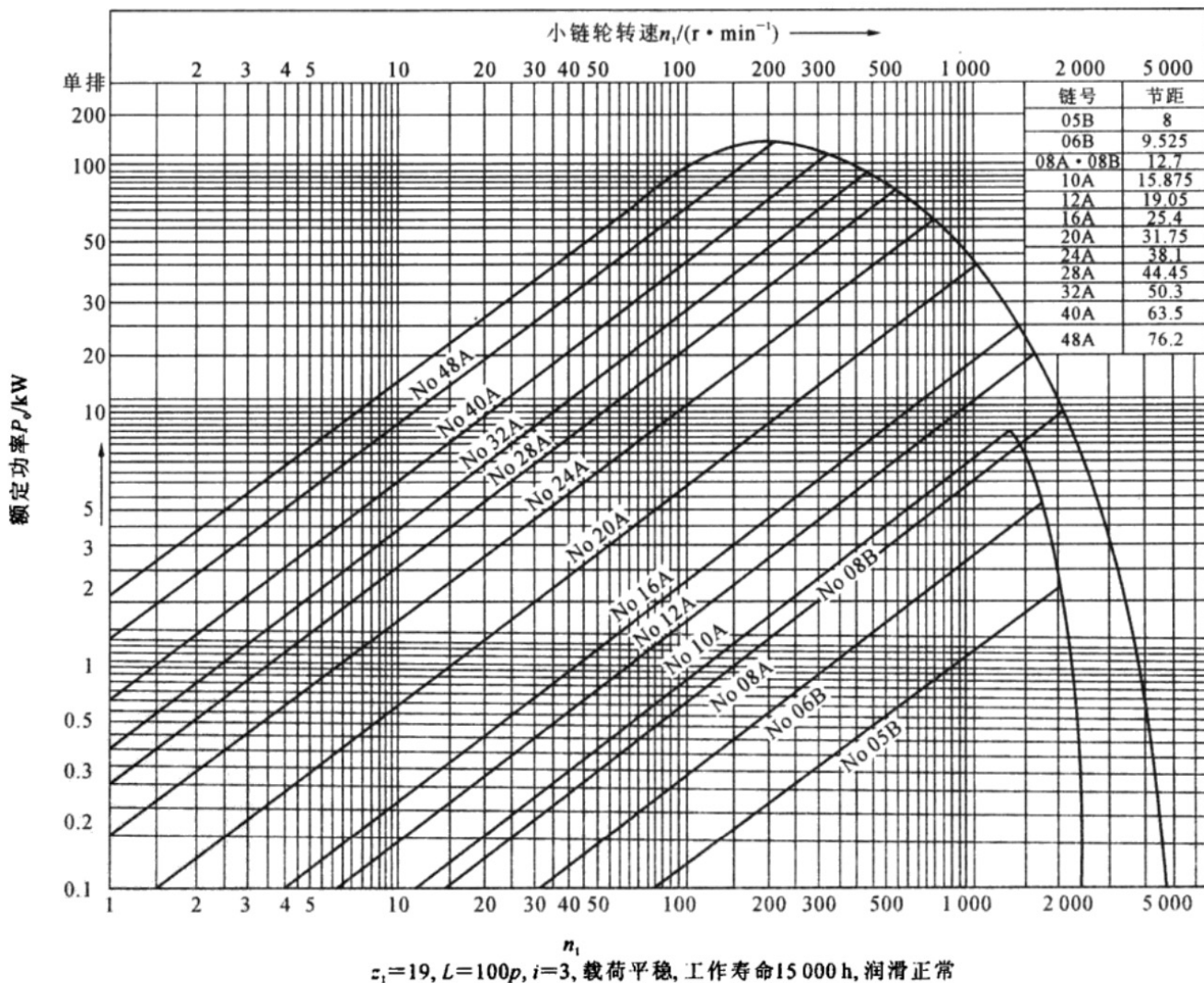
将在特定条件下由实验得到的极限功率曲线作了一些修改而得到的

特定条件

- $z_1 = 19; L = 100p$
- 单排链；载荷平稳
- 两链轮安装在平行的水平轴上，共面
- 按照推荐的润滑方式润滑（见图5-16）
- 工作寿命为15000h
- 链因磨损而引起的相对伸长量不超过3%

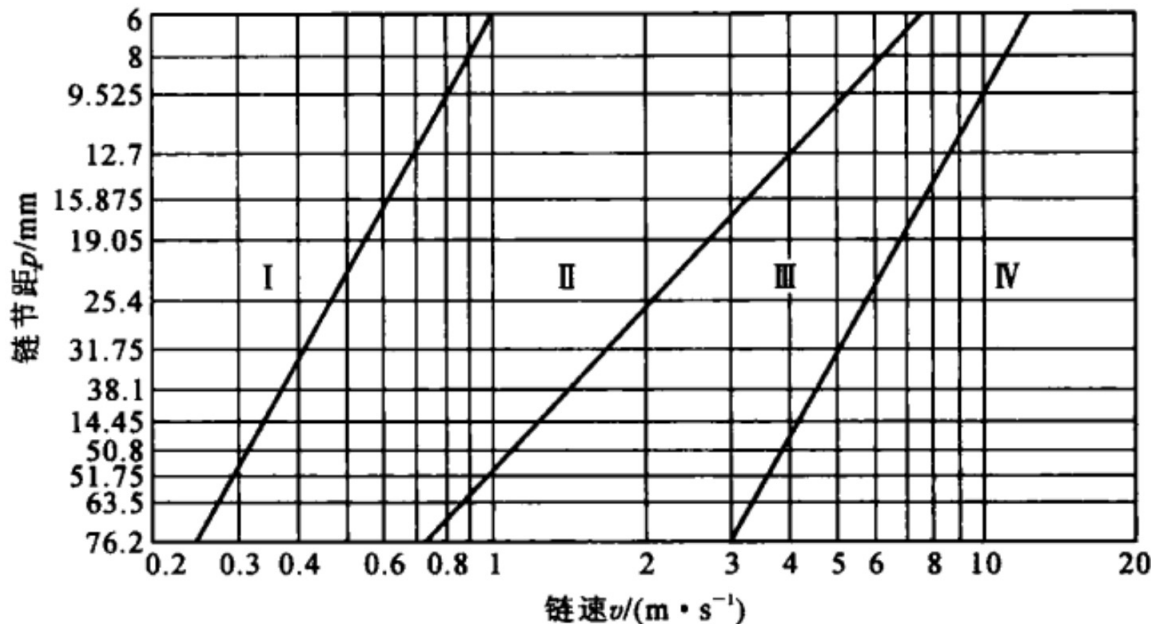
极限功率曲线

- 图5-14中2、3、4曲线



## 滚子链传动的额定功率曲线

- 当实际情况不符合特定条件时，由图5-15查得的 $P_0$ 值应乘以一系列的修正系数，它们是
  - 小链轮齿数系数 $K_z$ ，链长系数 $K_L$ ，多排链系数 $K_p$ ，工作情况系数 $K_A$ 等
- 当不能按图5-16推荐的方式润滑而使润滑不良时，要根据链条的磨损失效限定的额定功率选择链条，设计时应将额定功率值 $P_0$ 按如下方式降低：



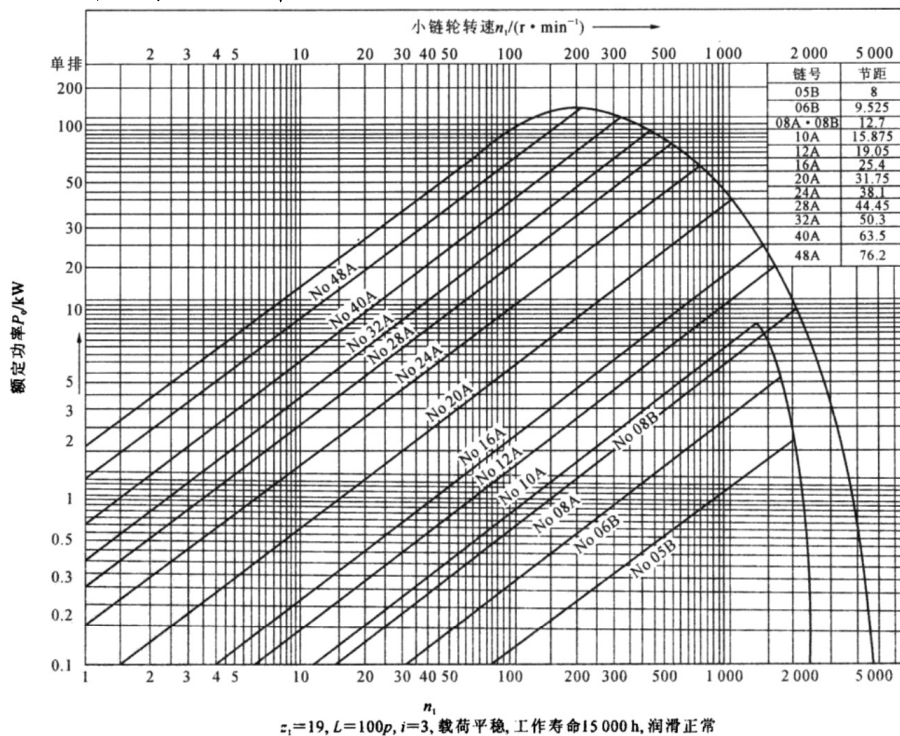
# 滚子链传动的额定功率曲线

• 链传动所需的额定功率

•  $P_0 \geq \frac{P_c}{K_z K_L K_P}$  (kW) |  $P_c = K_A P$  (kW)

•  $P_0$ : 在特定条件下, 常用链所能传递的功率

•  $P_c$ : 链传动的计算功率



# 滚子链传动的额定功率曲线

## • 链传动所需的额定功率

$$P_0 \geq \frac{P_c}{K_z K_L K_P} \quad (\text{kW}) \quad | \quad P_c = K_A P \quad (\text{kW})$$

- $K_A$ : 工作情况系数, 当工作情况特别恶劣时,  $K_A$  值较表中值要大得多

表 5-11 链传动工作情况系数  $K_A$

载 荷 情 况	原 动 机 种 类		
	电 动 机 汽 轮 机	内 燃 机	
		有 流 体 机 构	无 流 体 机 构
平 稳 的 传 动	1.0	1.0	1.2
稍 有 冲 击 的 传 动	1.3	1.2	1.4
有 大 冲 击 的 传 动	1.5	1.4	1.7



## 滚子链传动的额定功率曲线

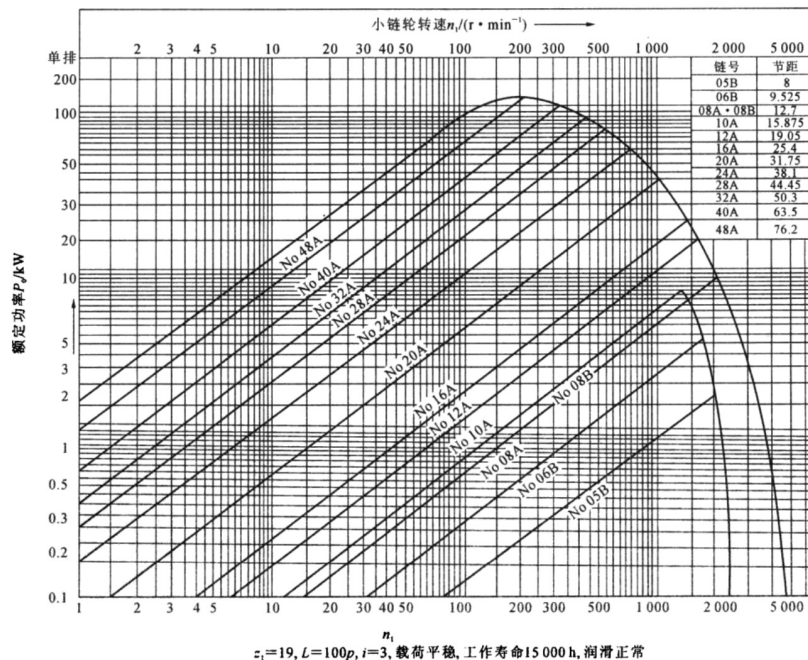
• 链传动所需的额定功率

•  $P_0 \geq \frac{P_c}{K_Z K_L K_P}$  (kW) |  $P_c = K_A P$  (kW)

•  $K_Z$ 、 $K'_Z$ ：小链轮齿数系数，当工作点落在额定功率曲线图中曲线顶点的左侧时（链板疲劳），查表中的 $K_Z$ ，当工作点落在曲线顶点的右侧时（滚子、套筒冲击疲劳），查表中的 $K'_Z$

表 5-12 小链轮齿数系数  $K_Z$  及  $K'_Z$

$z_1$	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$K_Z$	0.446	0.500	0.554	0.609	0.664	0.719	0.775	0.831	0.887
$K'_Z$	0.326	0.382	0.441	0.502	0.566	0.633	0.701	0.773	0.846
$z_1$	19	21	23	25	27	29	31	33	35
$K_Z$	1.00	1.11	1.23	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93
$K'_Z$	1.00	1.16	1.33	1.51	1.69	1.89	2.08	2.29	2.50



# 滚子链传动的额定功率曲线

## • 链传动所需的额定功率

$$P_0 \geq \frac{P_c}{K_z K_L K_p} \quad (\text{kW}) \quad | \quad P_c = K_A P \quad (\text{kW})$$

•  $K_p$ : 多排链系数

•  $K_L$ : 链长系数, 链板疲劳查曲线1, 滚子、套筒冲击疲劳查曲线2, 当失效形式难以预知时,  $K_L$ 值可以按曲线1、2中的小值决定

表 5-13 多排链系数  $K_p$

排数	1	2	3	4	5	6
$K_p$	1	1.7	2.5	3.3	4.0	4.6

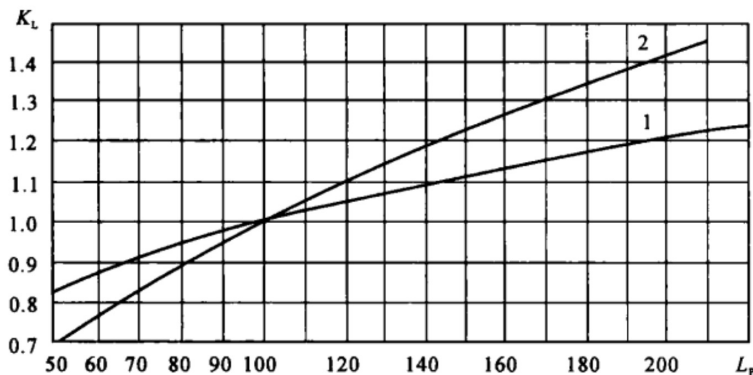


图 5-17 链长系数  $K_L$

# 链传动的设计

- 链传动根据链速不同分为一般与低速两种情况
- 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动按功率曲线设计计算
  - 1) 确定链轮齿数和速比
  - 2) 选择型号,确定链节距和排数
  - 3) 确定中心距和链节数
- 低速 ( $v < 0.6m/s$ ) 链传动按静强度设计计算

# 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

## • 1) 确定链轮齿数和速比

- 链轮齿数的多少对传动平稳性和使用寿命有很大影响。小链轮齿数的选择应适中。若小链轮齿数过少，运动速度的不均匀性和动载荷都会很大；链节在进入和退出啮合时，相对转角增大，磨损增加，冲击和功率损耗也增大
- 当链速很低时，滚子链传动的小链轮最小齿数可选到 $z_{1min} = 9$ ，一般小链轮齿数 $z_1$ 可根据传动比按下表选取

表 5-14 小链轮齿数  $z_1$

传动比 $i$	1~2	3~4	5~6	>6
齿数 $z_1$	27~31	25~29	17~21	17

- 但小链轮齿数也不宜过多
  - 如 $z_1$ 选得太大，大链轮齿数 $z_2$ 则将更大，除了增大传动尺寸和重量外，也会因链条节距的伸长而发生脱链，导致使用寿命降低
- $z_1$ 确定后，从动轮齿数 $z_2 = iz_1$ ，通常之 $z_{2max} = 120$
- 链传动速比 $i$ 通常小于6，推荐 $i = 2 \sim 3.5$ 
  - 但在 $v < 3m/s$ 、载荷平稳、外形尺寸不受限制时， $i_{max}$ 可达到10

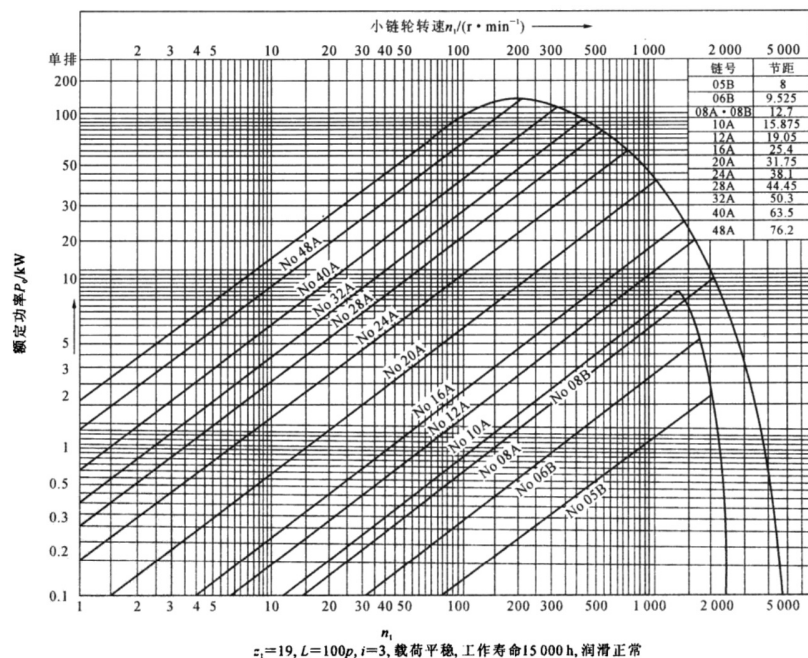
## 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

### • 2) 选择型号，确定链节距和排数

- 链节距的大小直接决定了链的尺寸、重量和承载能力，而且也影响链传动的运动不均匀性，产生冲击、振动和噪声
- 为了既保证链传动有足够的承载能力，又减小冲击、振动和噪声，设计时应尽量选用较小的链节距
  - 在高速、重载时，宜用小节距多排链
  - 低速、重载时，宜用大节距排数较少的链

### • 链的型号确定

- 可先计算出  $P_0$  值
  - $P_0 \geq \frac{P_c}{K_z K_L K_p}$  (kW) |  $P_c = K_A P$  (kW)
- 再根据  $P_0$  和小链轮转速  $n_1$ ，由右图确定链条型号、链节距



# 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

## • 3) 确定中心距和链节数

### • 中心距的大小对传动有很大影响

- 中心距小时，链节数减少，链速一定时，单位时间内每一链节的应力变化次数和屈伸次数增多，因此，链的疲劳和磨损增加
- 中心距大时，链节数增多，吸振能力大，使用寿命长
- 中心距 $a$ 太大，又会发生链的颤抖现象（尤其在松边上），使运动的平稳性降低

### • 设计时如无结构上的特殊要求，一般可初定中心距 $a = (30 \sim 50)p$

- 最大中心距 $a_{max} \approx 80p$ ，最小中心距 $a_{min}$ 可按下列式取值：
- 当 $i \leq 3$ 时， $a_{min} = \frac{1}{2}(d_{a1} + d_{a2}) + (30 \sim 50)$  (mm)
- 当 $i > 3$ 时， $a_{min} = \frac{1}{2}(d_{a1} + d_{a2}) \times \frac{9+i}{10}$  (mm)
- $d_{a1}$ 、 $d_{a2}$ ：小、大链轮的顶圆直径 (mm)

# 一般 ( $v \geq 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

## • 3) 确定中心距和链节数

### • 链节数 $L_p$ 的确定:

• 利用带传动中带长的计算公式:  $L = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0}$

• 将该式除以链节距 $p$ , 得链条的节数 $L_p$ ,  $L_p$ 应取整数, 且最好为偶数

• 按圆整的 $L_p$ 计算中心距 $a = \frac{p}{4} \left[ \left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$

• 为了保证链条有一定的垂度, 不致安装太紧, 实际安装中心距 $a'$ 应比计算值小0.2%~0.4%

• 若要求中心距可调整, 则其调整范围一般应大于或等于 $2p$ , 即 $\Delta a \geq 2p$ , 这时实际安装中心距为 $a' = a - \Delta a$

• 对于中心距固定又无张紧装置的链传动, 应注意中心距的准确性

## • 4) 计算作用在轴上的轴压力

• 由于链传动是啮合传动, 无须很大的张紧力, 故作用在轴上的压力 $F_a$ 也较小, 可取 $F_a = (1.2 \sim 1.3)F$ ,  $F$ 为链传动的工作拉力, 且 $F = 1000P/v$  (N)

## 低速 ( $v < 0.6m/s$ ) 链传动的设计方法

- 主要失效形式是链条受静力拉断，故应进行静强度校核
- 静强度安全系数应满足  $S = \frac{Q_n}{K_A F} \geq 4 \sim 8$ 
  - $Q_n$ : 链的极限拉伸载荷,  $Q_n = nQ$
  - 其中  $n$  为链的排数
  - $Q$ : 单排链的极限拉伸载荷

表 5-10 滚子链的规格及主要参数(摘自 GB/T 1243—2006)

链号	节距 $p/mm$	排距 $p_1/mm$	滚子外径 $d_1/mm$	内链节内宽 $b_1/mm$	销轴直径 $d_2/mm$	内链板高度 $h_2/mm$	极限拉伸载荷 (单排) $Q/N$	每米质量 (单排) $q/(kg \cdot m^{-1})$
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。



# 其他挠性传动

绳传动

同步带传动

高速带传动

齿形链传动

# 绳传动

## 1. 传递动力和张力的关系

- 如图所示，将钢丝绳装入绳轮的槽内，其传递动力和张力的关系与V带工作时相同
- 当绳轮的中心距较大时，由绳的自重可产生张力，当绳轮的中心距不大，张力不足时，可考虑用张紧轮

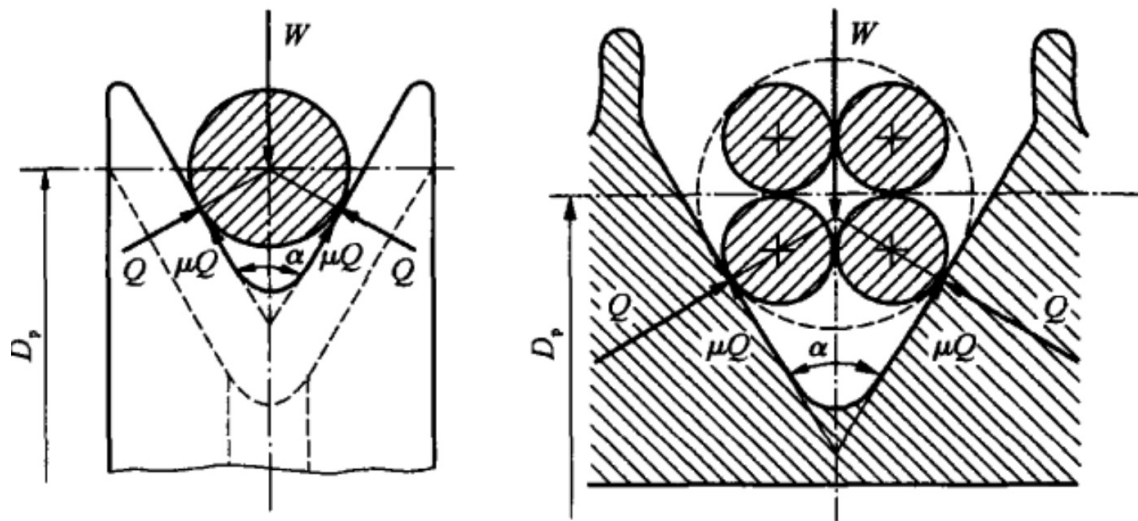


图 5-18 绳传动

# 绳传动

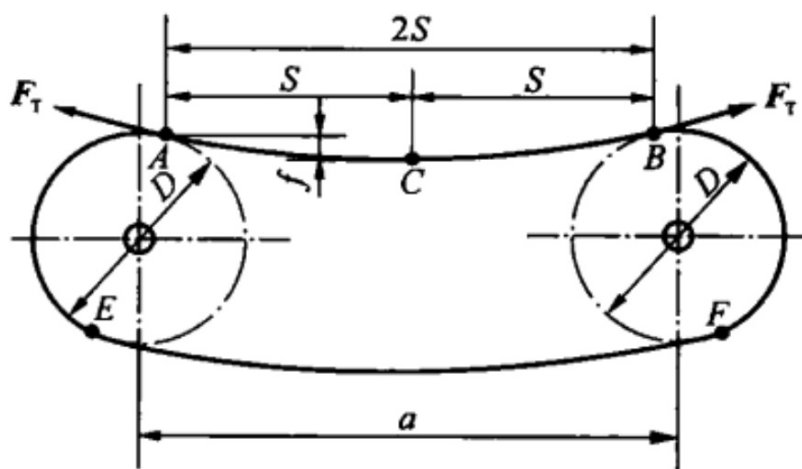
## 1. 传递动力和张力的

• 对于两绳轮直径相等的情况，可求得A点的张力

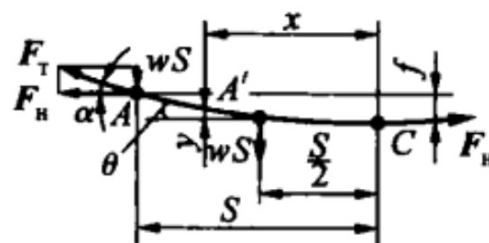
$$F_T = \omega S \sqrt{\left(\frac{S}{2f}\right)^2 + 1}$$

•  $\omega$ : 单位长度的绳重 (N/m)

•  $f$ : 自重引起的下垂量 (m),  $f = \frac{\omega a^2}{8H}$ , 取  $S \approx a/2$



(a)



(b)

# 绳传动

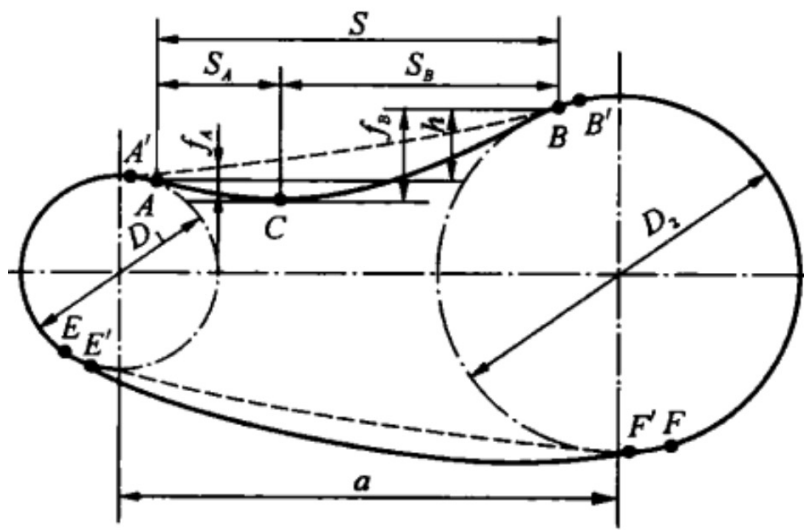
## 1. 传递动力和张力

• 若两绳轮直径不等，这时，A、B两点产生的张力分别为

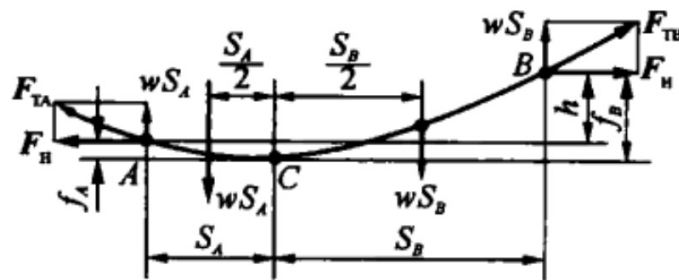
$$\bullet F_{TA} = \sqrt{F_H^2 + (\omega S_A)^2}, \quad F_{TB} = \sqrt{F_H^2 + (\omega S_B)^2}$$

$$\bullet F_H: \text{ A (或B) 点的水平分力, } F_H = \frac{\omega S^2}{h^2} \left[ f_B - \frac{h}{2} \pm \sqrt{f_B(f_B - h)} \right]$$

$$\bullet F_{SA}、F_{SB}: \text{ C点至A、B点的距离, } F_{SA} = \frac{S}{2} - \frac{hF_H}{\omega S}, \quad F_{SB} = \frac{S}{2} + \frac{hF_H}{\omega S}$$



(c)

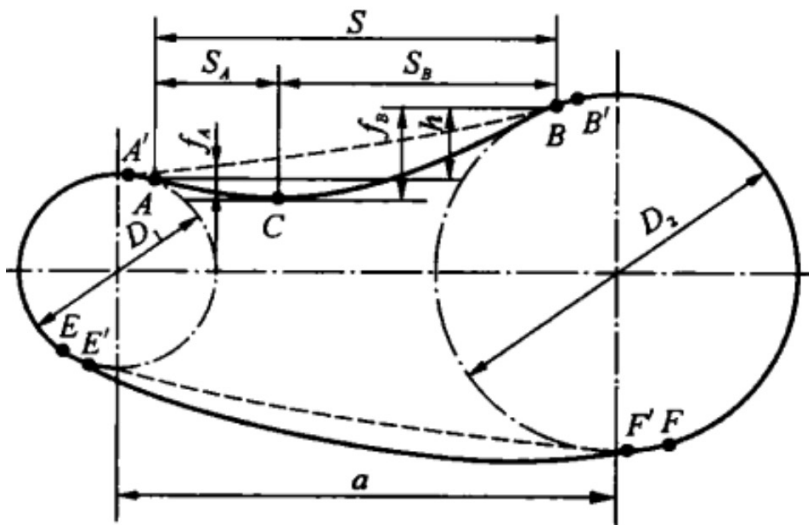


(d)

# 绳传动

## 1. 传递动力和张力

- 当  $F_H < \frac{\omega S^2}{2h^2}$  时,  $F_{SA}$ 、 $F_{SB}$  均为正值, 最大变形点 C 在 A、B 点的中间, 这时 
$$F_H = \frac{\omega S^2}{h^2} \left[ f_B - \frac{h}{2} - \sqrt{f_B(f_B - h)} \right] \quad (\text{取负号})$$
- 如果  $F_H = \frac{\omega S^2}{h^2} \left[ f_B - \frac{h}{2} + \sqrt{f_B(f_B - h)} \right]$  (取正号), 则  $F_{SA}$  为负值, 变形曲线如下图所示的虚线所示, C 点移至 A 点的左方



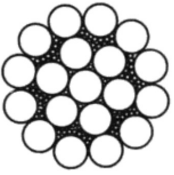

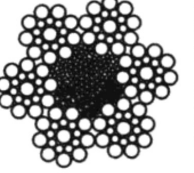
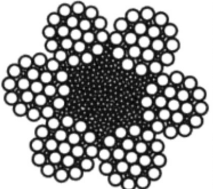



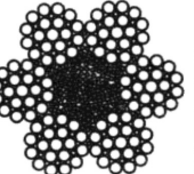
- 在传递动力时, 绳与绳轮之间的摩擦系数一般为  $\mu = 0.15$  左右
  - 当绳径为 25mm 左右时, 其传动效率为 90%~95%
  - 当绳径为 50mm 左右时, 其传动效率为 85%~90%

# 绳传动

## 1. 传动绳的类型、特性及选择

- 传动绳按材料分有麻绳、棉绳、尼龙绳、钢丝绳等
  - 麻、棉、尼龙等纤维材料绳用于一般的传动
  - 钢丝绳则常用于重物搬移，如起重、升降机等
- 以下主要介绍钢丝绳

表 5-15 常用钢丝绳的类型和特性

类 型	纤维 芯	金 属 芯	特性和用途		类 型	纤维 芯	金 属 芯	特性和用途	
点接触	单股		股内钢丝直径相等。各层之间钢丝与钢丝互相交叉，呈点接触，接触应力很高，使用寿命较低	包麻钢丝绳的股芯。可用作不运动的拉索，如用于张拉电线杆等	线接触	外粗式(X型)			由不同直径钢丝组成。股内各层之间钢丝全长上平行捻制，每层钢丝螺距相等，钢丝之间呈线状接触。消除了点接触的二次弯曲应力，降低了工作时的总弯曲应力，耐疲劳性能好。 结构紧凑，金属断面利用系数高。使用寿命长，比普通钢丝绳寿命高1~2倍。 用于各种起重、提升和牵引设备
	多股			用于各种起重、提升和牵引设备，为普通钢丝绳。当 $e < 20$ 时不宜采用		粗细式(W型)			
						填充式(T型)			

## 绳传动

### 1. 传动绳的类型、特性及选择

- 钢丝绳的绳芯分为有机纤维芯、石棉纤维芯和金属芯
  - 有机纤维芯的挠性和弹性较好，但承受横向压力差，不宜用在多层卷绕场合，其耐高温性也差
  - 石棉纤维芯宜用于高温环境
  - 金属芯强度高，可承受较大的横向压力，可用于多层卷绕场合，并能在高温环境下工作，但挠性和弹性较差
- 在室内工作的起重、升降机可用光面钢丝绳
- 在室外、潮湿空气与水中以及有酸性侵蚀的环境中工作的起重、升降机应选用镀锌钢丝绳
- 当钢丝的捻向与各股的捻向相反时，称为交互捻绳
  - 交互捻绳不易松散和扭转，但僵性较大，寿命较低，广泛用于起重机中
  - 当钢丝的捻向与各股的捻向相同时，称为同向捻绳。同向捻绳挠性好，磨损小，寿命较长，但较易松散和扭转，可用于有导轨的电梯中

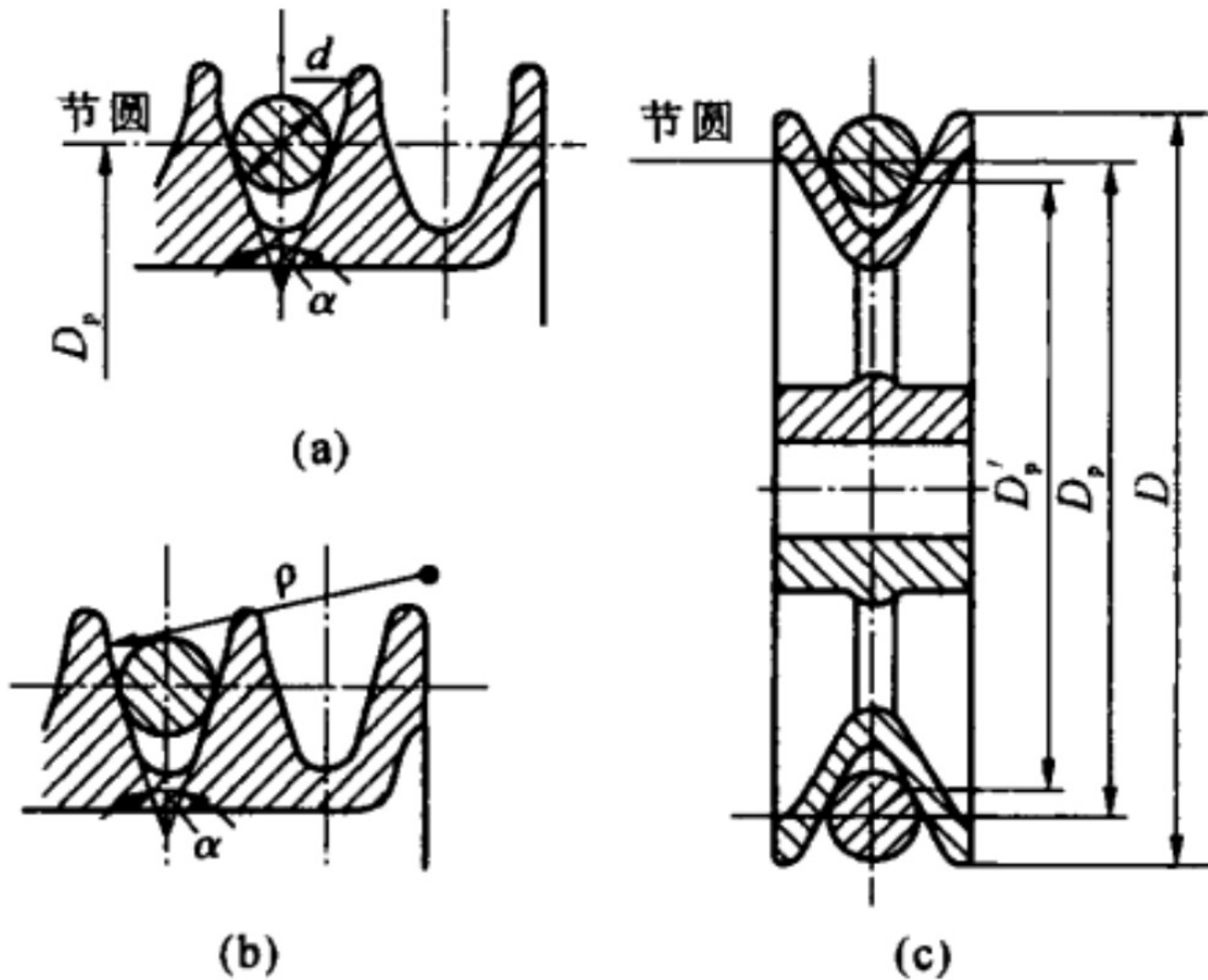


图 5-20 绳轮的槽形和节圆直径



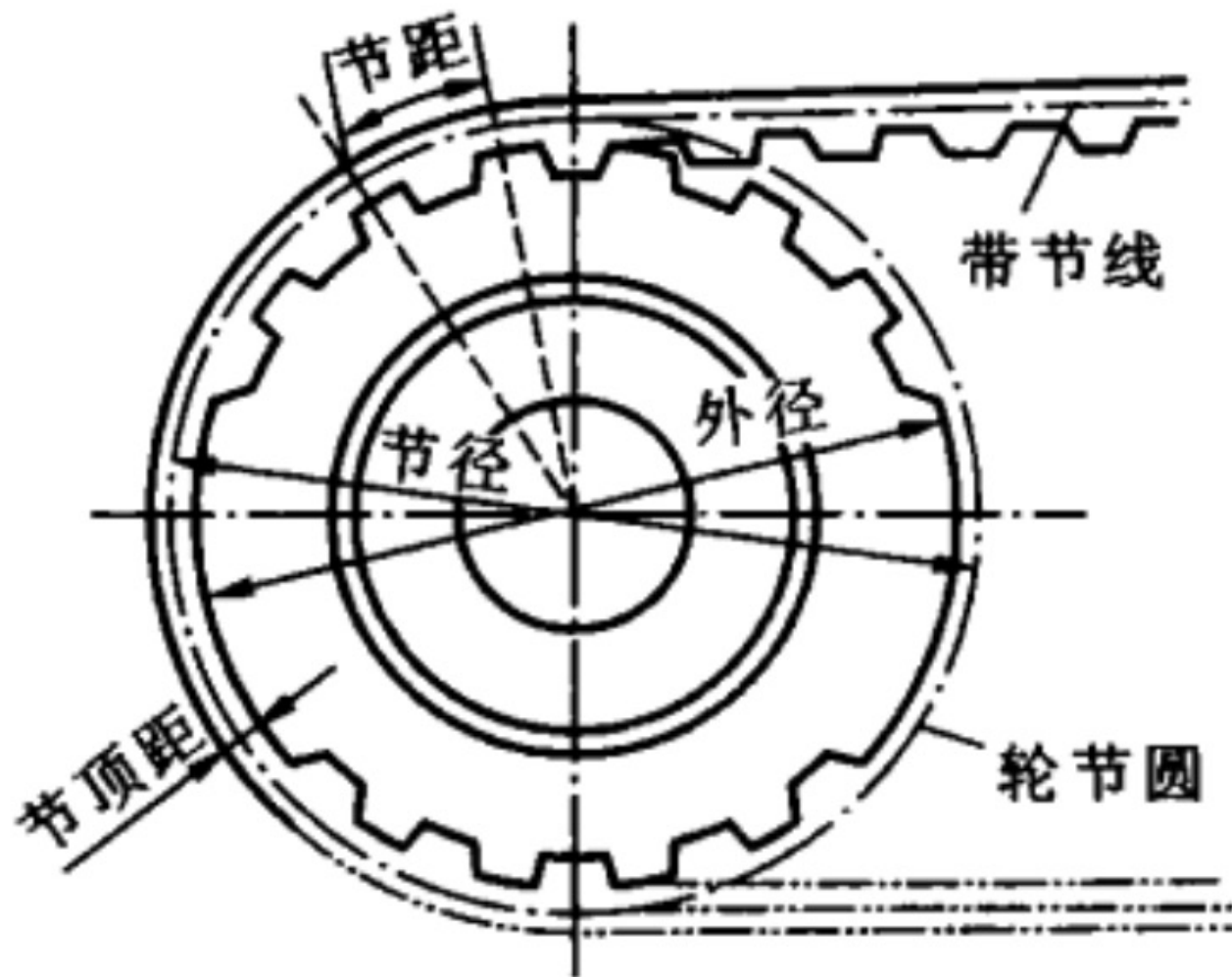
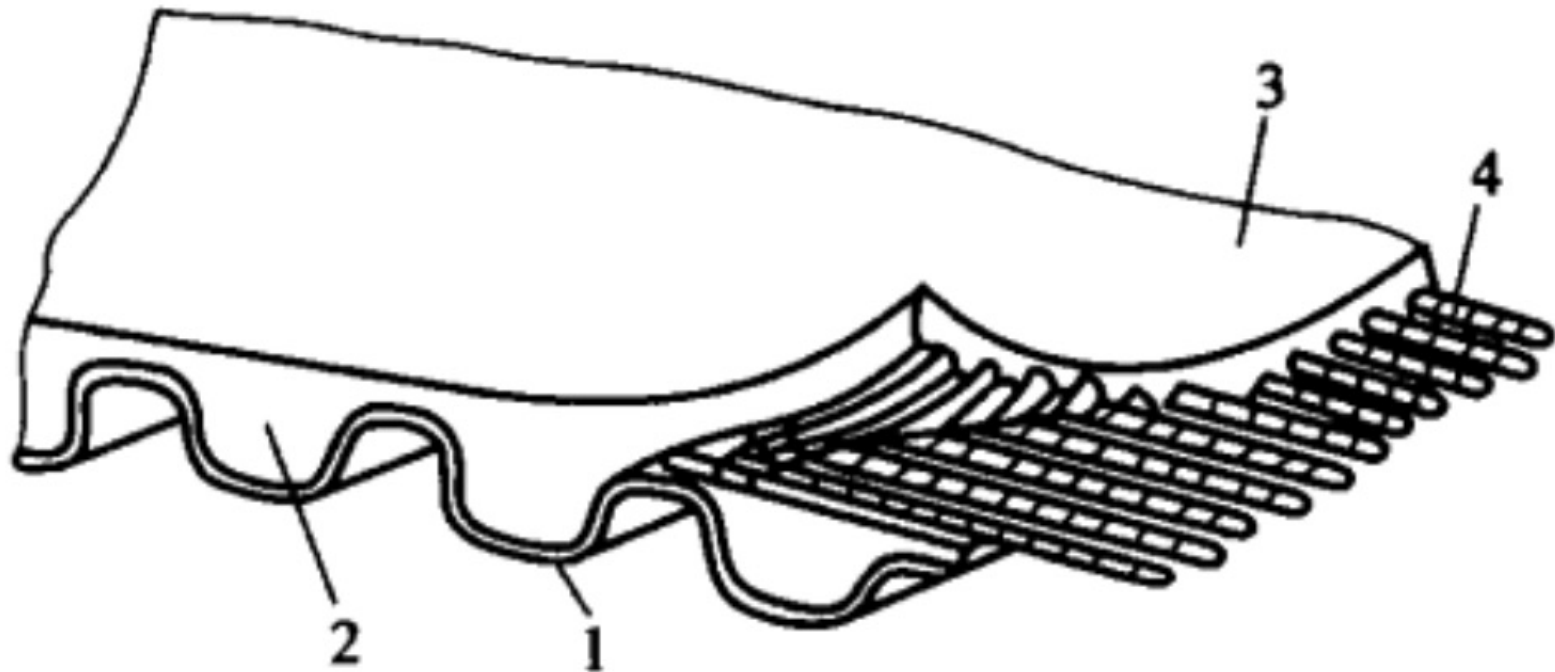


图 5-21 同步带传动



**图 5-22 同步带结构**

1--包布层;2--带齿;3--带背;4—承载绳

# 齿形链传动

- 齿形链又称无声链，它是由若干齿形链板用铰链连接而成
  - 图中，1为齿形链板，2为导向板，3为销轴
  - 链板两侧工作边为直边，夹角一般为 $60^\circ$
- 由链板的工作边和链轮轮齿的啮合来实现传动
- 为了防止链相对于链轮作侧向移动，齿形链中设置了导向板
- 与滚子链相比，齿形链齿部受力均匀，传动平稳，振动、噪声小，承受冲击性能较好，其允许的线速度较高 ( $v \leq 30\text{m/s}$ )。齿形链的缺点是结构比较复杂，质量大，成本较高

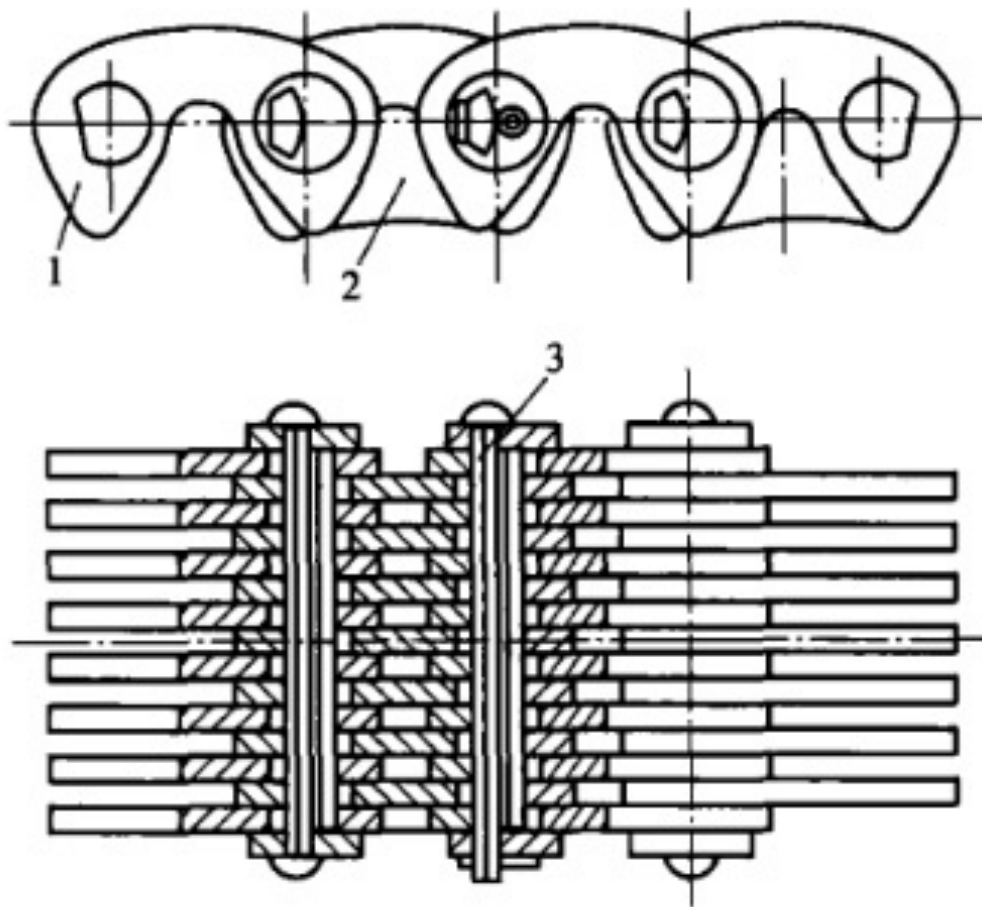


图 5-25 齿形链

1—齿形链板；2—导向板；3—销轴



# ME303: 机械设计

## 2022年秋季

谢谢~

宋超阳  
南方科技大学