

第10章 带传动和链传动

- 第1节 带传动概述
- 第2节 普通V带传动的结构尺寸及尺寸参数
- 第3节 带传动的工作原理
- 第4节 普通V带传动的设计计算
- 第5节 带传动的张紧装置及安装维护
- 第6节 链传动及其结构
- 第7节 链传动的运动特性与受力分析
- 第8节 滚子链传动的设计计算
- 第9节 链传动的正确使用和维护



第1节 带传动概述

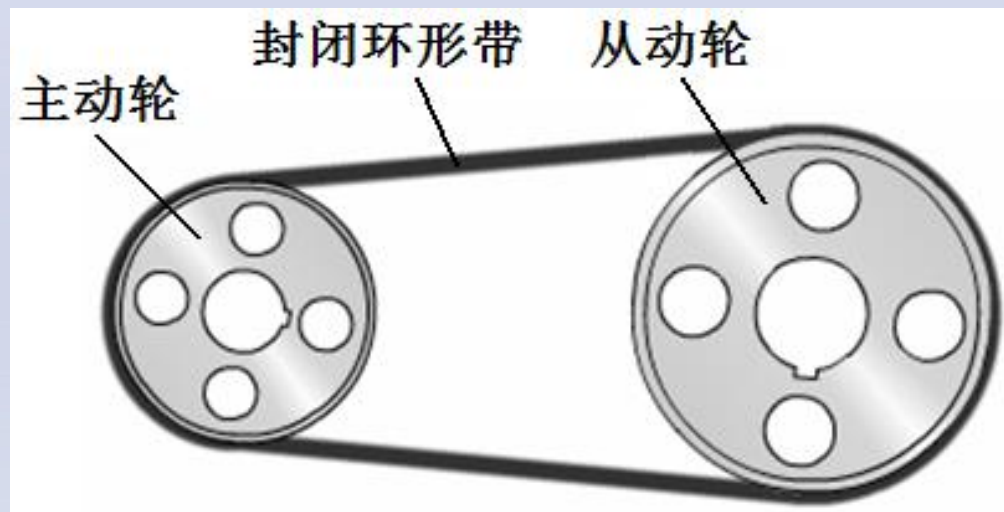
带传动和链传动：都是利用**挠性元件**（带和链）传递运动和动力的机械传动。

带传动和链传动更适用于**两轴中心距较大**的场合。

一、带传动的组成

带传动主要由**主动轮**、**从动轮**和张紧在两轮上的**封闭环形带**组成。

封闭环形带为标准件

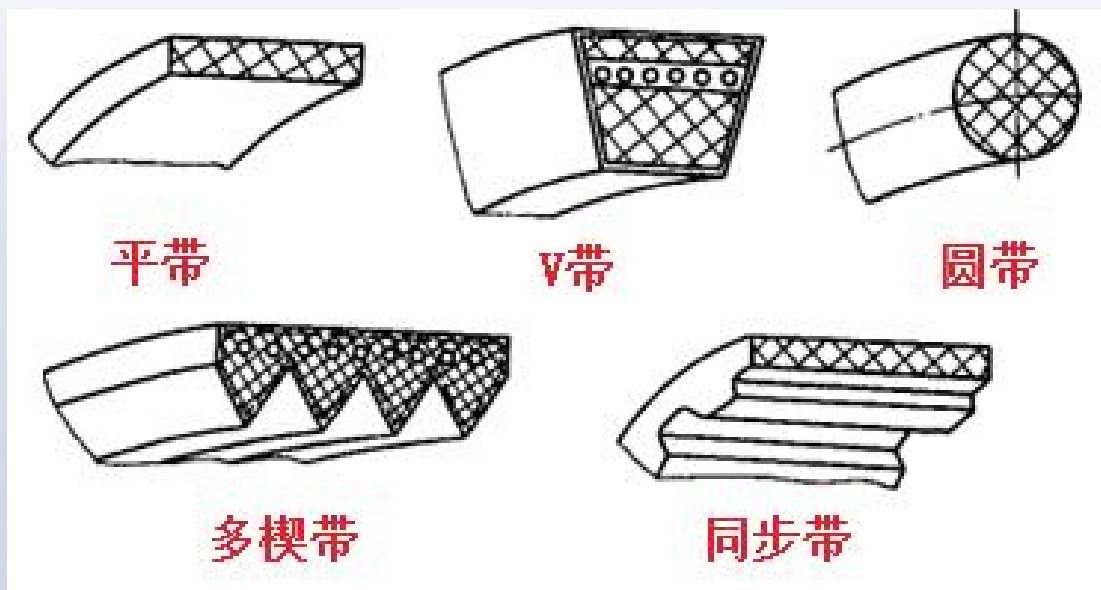




第1节 带传动概述

二、带传动的类型

按带的截面形状不同



平带传动

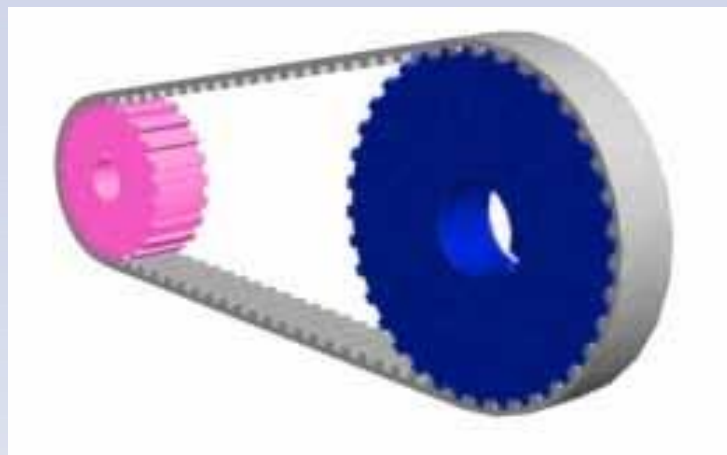
V带传动

圆带传动

多楔带传动

同步带传动：啮合传动

摩擦
传动



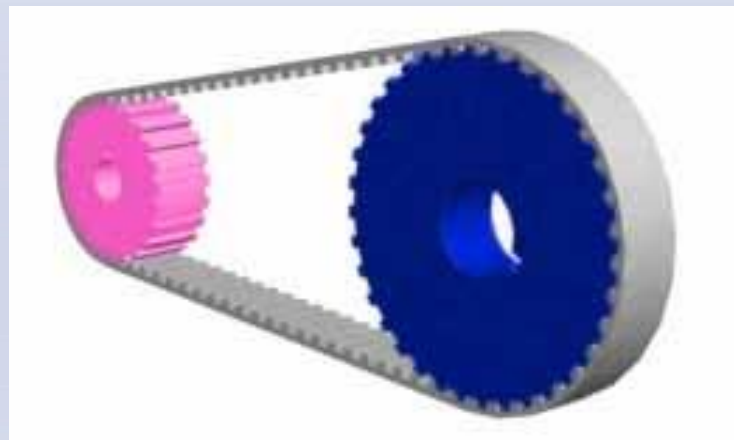
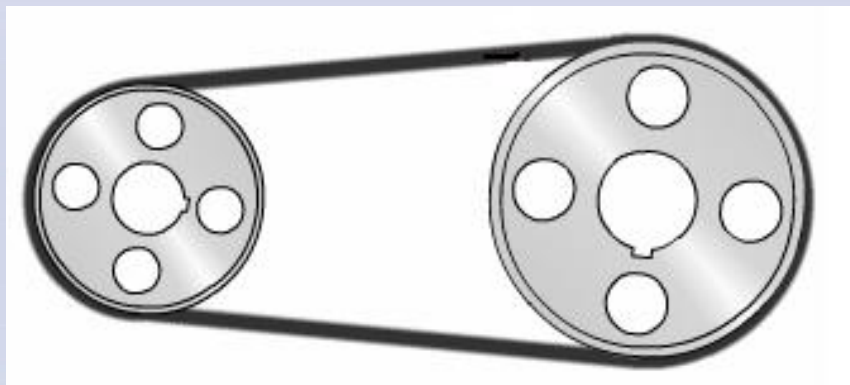


第1节 带传动概述

按传动原理不同

(1) **摩擦带传动**: 靠传动带与带轮间的**摩擦力**实现传动, 如V带传动、平带传动等。

(2) **啮合带传动**: 靠带内侧**凸齿**与带轮外缘上的**齿槽**相互**啮合**实现传动, 如同步带传动。



将带张紧在带轮上, 使带与带轮互相压紧, 主动轮转动时, 带与带轮接触弧面间产生**摩擦力**, 将主动轮的运动和动力传动给从动轮。



第1节 带传动概述

1. 平带传动

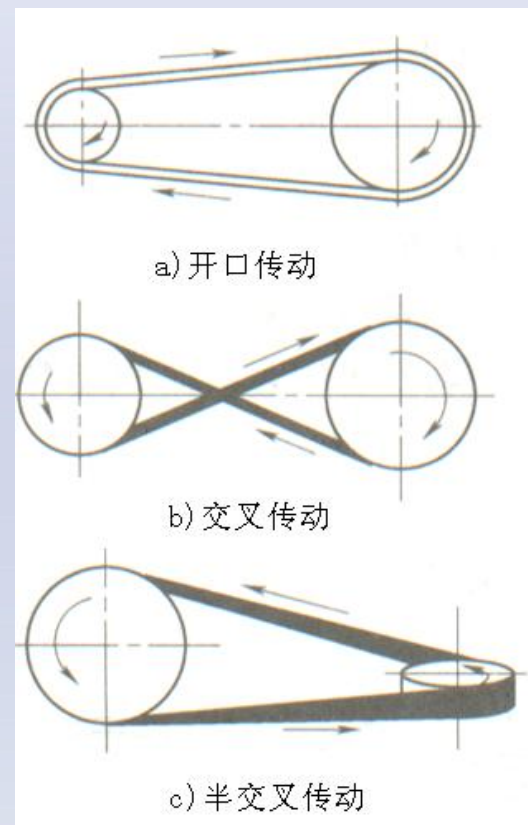
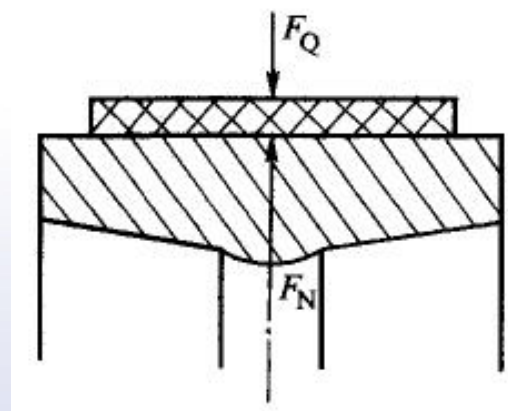
平带：由多层胶帆布构成，横截面为扁平矩形，与带轮表面相接触的内侧面为工作面。平带传动结构简单，带长可根据需要剪裁后用接头接成封闭环形。

平带传动的形式：

开口传动：两带轮轴线平行、转向相同；

交叉传动：两带轮轴线平行、转向相反；

半交叉传动：两带轮轴线在空间交错，交错角通常为 90° 。

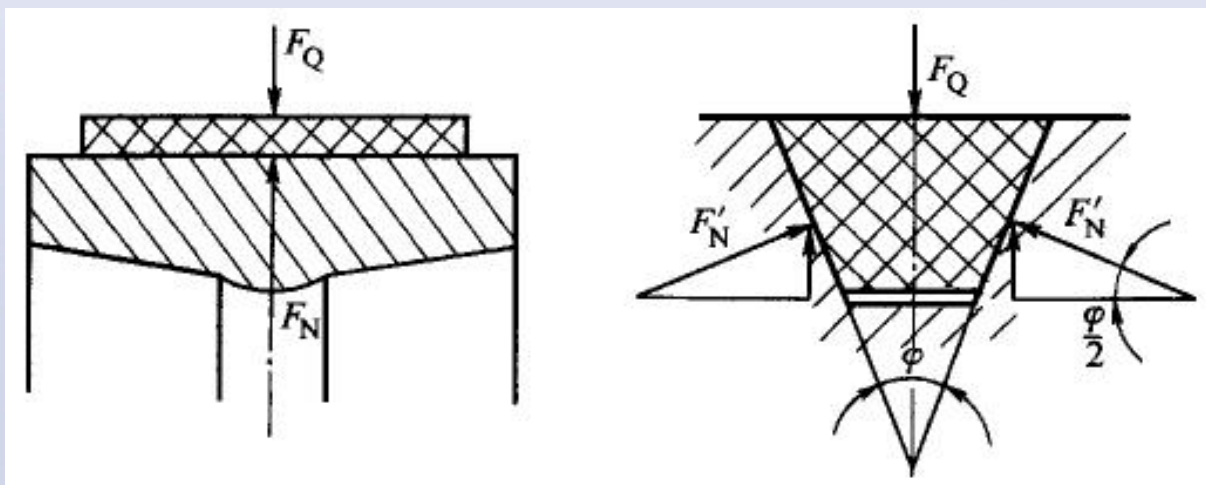




第1节 带传动概述

2. V带传动

V带横截面为**等腰梯形**，与带轮轮槽相接触的**两侧面为工作面**，带与轮槽槽底不接触。



正压力 $F_N = F_Q$

摩擦力 $F_\mu = \mu F_N = \mu F_Q$

$$2F'_N \sin \frac{\phi}{2} = F_Q$$

$$F'_\mu = 2\mu F'_N = \frac{\mu}{\sin \frac{\phi}{2}} F_Q = \mu_v F_Q$$

$$\mu_v = \frac{\mu}{\sin \frac{\phi}{2}} > \mu$$

μ_v ——当量摩擦因数

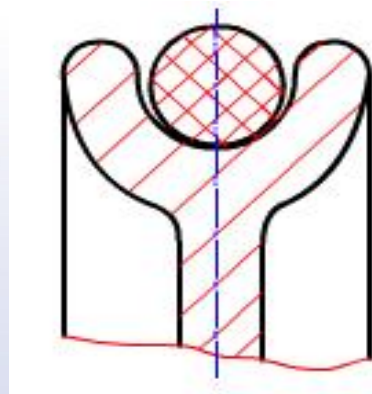
在摩擦因数 μ 及张紧程度等其他条件相同的情况下，**V带传动比平带传动产生的摩擦力要大得多。**



第1节 带传动概述

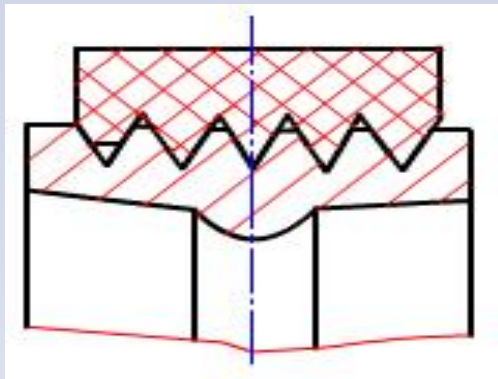
3. 圆带传动

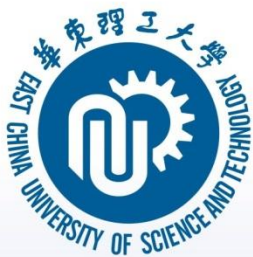
圆带横截面为圆形，只能用于轻载机械及仪表等装置中，如缝纫机、仪器等低速小功率的传动。



4. 多楔带传动

多楔带是在平带基体下做出多根纵向楔体而成，**楔的侧面为工作面**，兼有平带和V带的特点，适用于传递动力大且要求结构紧凑的场合。

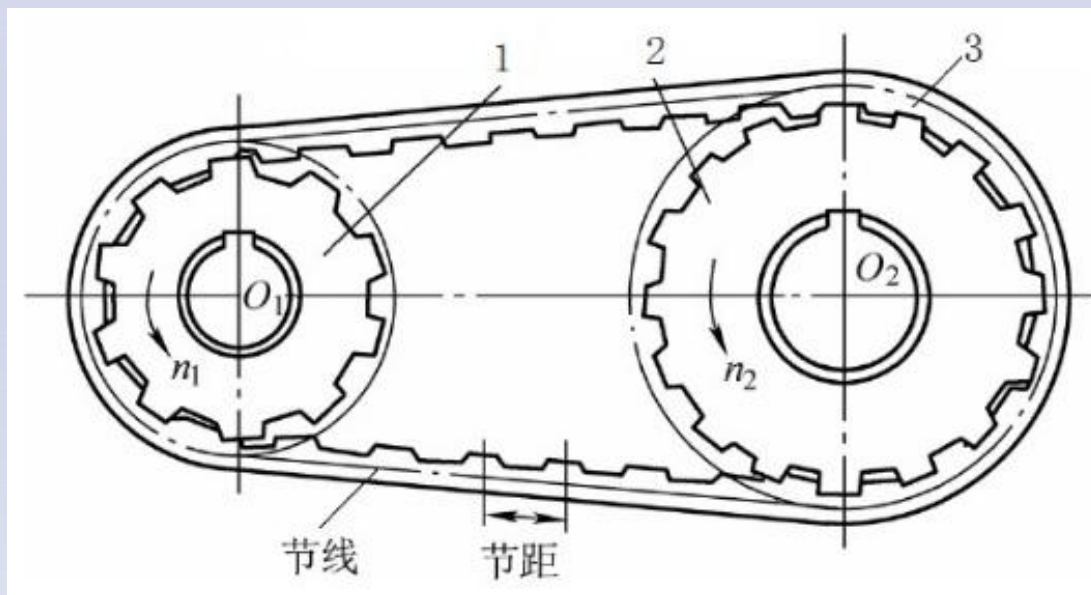


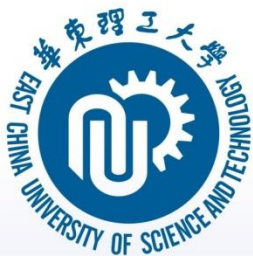


第1节 带传动概述

5. 同步带传动

同步带为内侧有齿的无接头环形带，又称**同步齿形带**，与之相配合的带轮上也有相应的齿。工作时靠带齿与轮齿的相互啮合传递运动和动力，从而保证主动轮和从动轮的圆周速度始终同步，因而具有**准确的传动比**；但对制造与安装的精度要求较高，成本较高。





第1节 带传动概述

带传动的特点及应用

优点：①适应于两轴中心距较大的传动；②带具有良好的弹性，可以缓冲、吸振，尤其是V带没有接头，传动平稳，噪声小；③当**过载**时，带与带轮之间会自动打滑，防止其他零件因过载而损坏；④结构简单，制造与维护方便，成本低。







缺点：①外廓尺寸较大，不紧凑；②工作时带与带轮接触面间存在滑动，**不能保证准确的传动比**；③传动效率较低，带的寿命较短；④需要张紧装置。

应用：多用于两轴中心距较大，**传动比要求不严格的机械中**。一般带传动允许的传动比 $i_{\max}=7$ ，功率 $P \leq 50\text{kW}$ ，带速 $v=5 \sim 25\text{m/s}$ ，传动效率 $\eta=0.90 \sim 0.96$ 。



第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

V带有普通V带、窄V带、宽V带、半宽V带、大楔角V带、齿形V带、联组V带等多种类型，其中**普通V带**应用最广。

| 普通 V 带 | 窄 V 带 | 宽 V 带 |
|---|--|---|
|  |  |  |
| 大楔角 V 带 | 齿形 V 带 | 联组 V 带 |
|  |  |  |



第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

一、普通V带的结构和规格

普通V带：为无接头的环形传动带，由包布、顶胶、抗拉体、底胶等组成。

带所受拉力主要由抗拉体承受，其材料为抗拉强度较高的化学纤维，根据抗拉体的结构不同，分为绳芯V带和帘布芯V带。带弯曲时，顶胶和底胶分别产生拉伸变形和压缩变形。



a) 绳芯V带

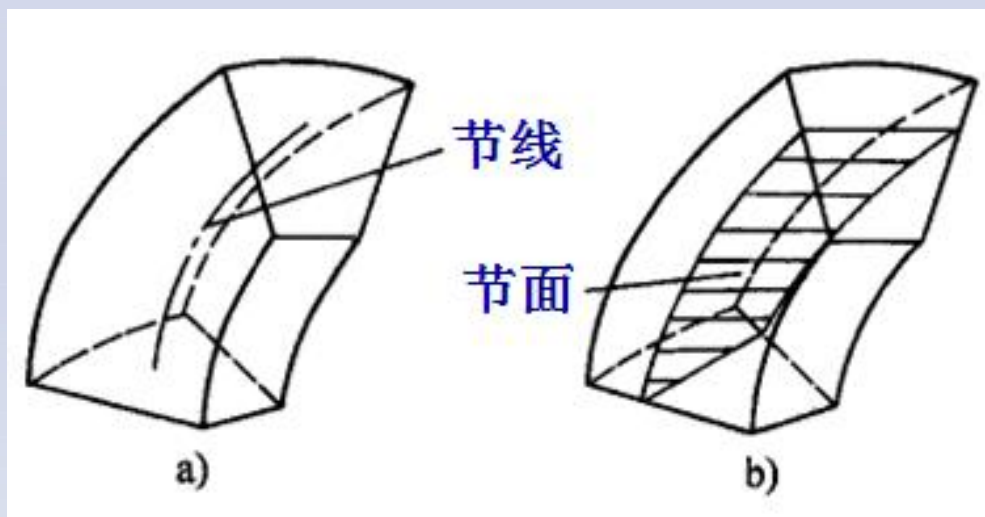
b) 帘布芯V带

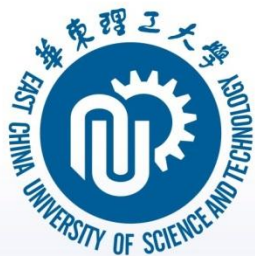


第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

一、普通V带的结构和规格

当V带在带轮上弯曲时，带中保持**原有长度不变**的周线称为**节线**，全部节线组成的面称为**节面**，带的节面宽度称为**节宽**，用 b_p 表示。带在弯曲时，节宽保持不变。

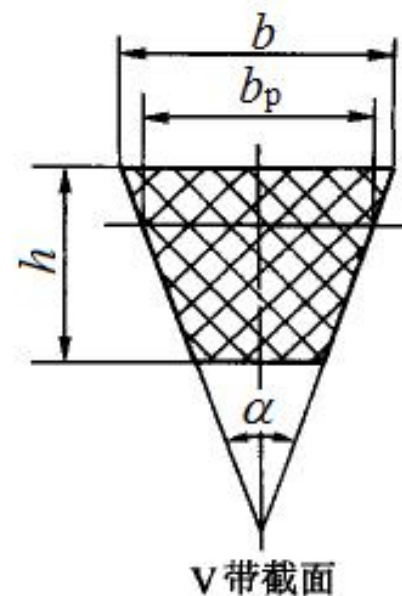




第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

普通V带已经标准化，根据横截面面积大小的不同，分为Y、Z、A、B、C、D、E七种型号。

| | | (mm) | | | | | | |
|---------|---------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| V带截型 | | Y | Z | A | B | C | D | E |
| V带参数 | | | | | | | | |
| 顶宽 | b | 6.0 | 10.0 | 13.0 | 17.0 | 22.0 | 32.0 | 38.0 |
| 节宽 | b_p | 5.3 | 8.5 | 11.0 | 14.0 | 19.0 | 27.0 | 32.0 |
| 高度 | h | 4.0 | 6.0 | 8.0 | 11.0 | 14.0 | 19.0 | 25.0 |
| 楔角 | α | 40° | | | | | | |
| 单位带长的质量 | $q / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-1})$ | 0.02 | 0.06 | 0.10 | 0.17 | 0.30 | 0.63 | 0.92 |

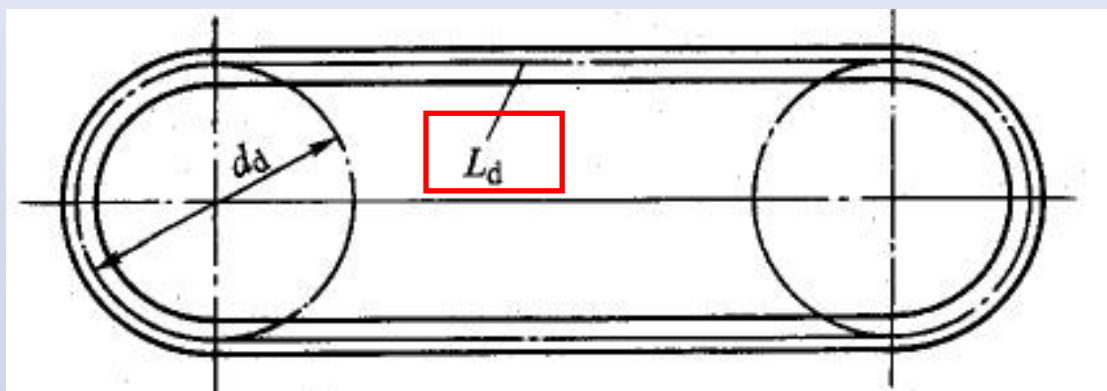


普通V带的带高与节宽之比 (h / b_p) 约为0.7，楔角 $\alpha = 40^\circ$ 。



第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

V带的节线长度称为**基准长度**，用 L_d 表示。每种型号的普通V带都有**系列基准长度**，以满足不同中心距的需要。



普通V带的标记：

V带 A 1400 GB/T 13575.1-2008

名称

标准号

型号

基准长度

每种型号的普通V带都有系列**基准长度**，以满足不同中心距的需要。

| 基准长度 L_d/mm | 带长修正系数 K_L | | | | | | | 基准长度 L_d/mm | 带长修正系数 K_L | | | | | | |
|-------------------------|--------------|------|------|------|------|---|---|-------------------------|--------------|------|------|------|------|------|------|
| | Y | Z | A | B | C | D | E | | Y | Z | A | B | C | D | E |
| | | | | | | | | 1800 | | 1.18 | 1.01 | 0.95 | 0.86 | | |
| 200 | 0.81 | | | | | | | 2000 | | | 1.03 | 0.98 | 0.88 | | |
| 224 | 0.82 | | | | | | | 2240 | | | 1.06 | 1.00 | 0.91 | | |
| 250 | 0.84 | | | | | | | 2500 | | | 1.09 | 1.03 | 0.93 | | |
| 280 | 0.87 | | | | | | | 2800 | | | 1.11 | 1.05 | 0.95 | 0.83 | |
| 315 | 0.89 | | | | | | | 3150 | | | 1.13 | 1.07 | 0.97 | 0.86 | |
| 355 | 0.92 | | | | | | | 3550 | | | 1.17 | 1.09 | 0.99 | 0.89 | |
| 400 | 0.96 | 0.87 | | | | | | 4000 | | | 1.19 | 1.13 | 1.02 | 0.91 | |
| 450 | 1.00 | 0.89 | | | | | | 4500 | | | | 1.15 | 1.04 | 0.93 | 0.90 |
| 500 | 1.02 | 0.91 | | | | | | 5000 | | | | 1.18 | 1.07 | 0.96 | 0.92 |
| 560 | | 0.94 | | | | | | 5600 | | | | | 1.09 | 0.98 | 0.95 |
| 630 | | 0.96 | 0.81 | | | | | 6300 | | | | | 1.12 | 1.00 | 0.97 |
| 710 | | 0.99 | 0.83 | | | | | 7100 | | | | | 1.15 | 1.03 | 1.00 |
| 800 | | 1.00 | 0.85 | | | | | 8000 | | | | | 1.18 | 1.06 | 1.02 |
| 900 | | 1.03 | 0.87 | 0.82 | | | | 9000 | | | | | 1.21 | 1.08 | 1.05 |
| 1000 | | 1.06 | 0.89 | 0.84 | | | | 10000 | | | | | 1.23 | 1.11 | 1.07 |
| 1120 | | 1.08 | 0.91 | 0.86 | | | | 11200 | | | | | | 1.14 | 1.10 |
| 1250 | | 1.11 | 0.93 | 0.88 | | | | 12500 | | | | | | 1.17 | 1.12 |
| 1400 | | 1.14 | 0.96 | 0.90 | | | | 14000 | | | | | | 1.20 | 1.15 |
| 1600 | | 1.16 | 0.99 | 0.92 | 0.83 | | | 16000 | | | | | | 1.22 | 1.18 |



第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

二、V带轮的材料和结构

带轮材料：铸铁、钢、铝合金或工程塑料等，**灰铸铁应用最广。**

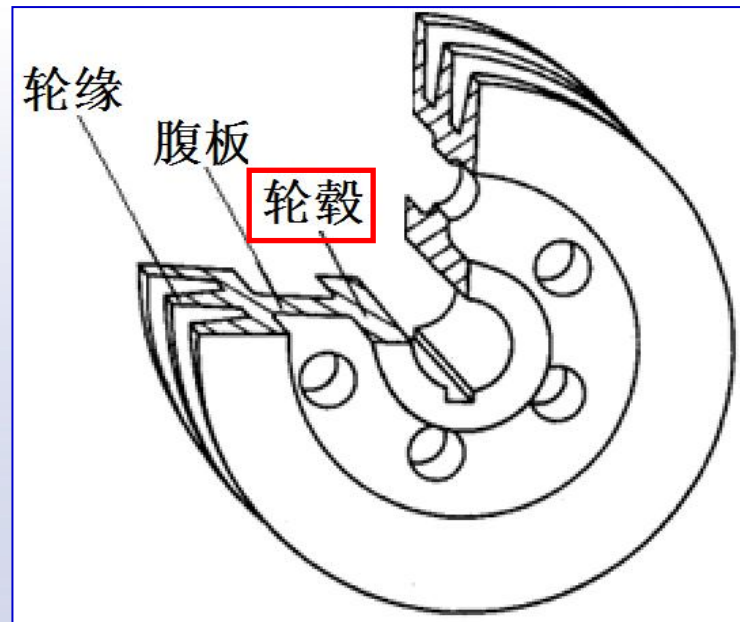
- 1) 带速 $5 < v < 25 \text{ m/s}$ 的带传动，一般用**HT150**；
- 2) 带速 $v = 25 \sim 30 \text{ m/s}$ 的带传动，一般用**HT200**；
- 3) 带速 $v > 30 \sim 45 \text{ m/s}$ ，用**球墨铸铁、铸钢或锻钢**，也可用钢板冲压后焊接成；
- 4) 功率较小时，为了减轻带轮的重量，可用**铝合金及工程塑料**。



第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

V带轮：一般由轮缘、腹板（或轮辐）和轮毂三部分组成。在轮缘处有相应的轮槽。

各种型号普通V带的楔角 α 均为 40° ，V带在不同直径的带轮上弯曲时，其截面变形，楔角变小。为使带能有效地紧贴在轮槽的两侧面上，应使带轮的轮槽角 ϕ 等于或尽量接近于变形后的V带楔角，故限定 ϕ 小于 40° ，且随带轮直径的减小而减小。 “表10-1”



带轮上轮槽宽度等于V带节宽 b_p 的圆周直径，称为V带轮的基准直径 d_d 。国家标准规定了V带轮的基准直径系列。



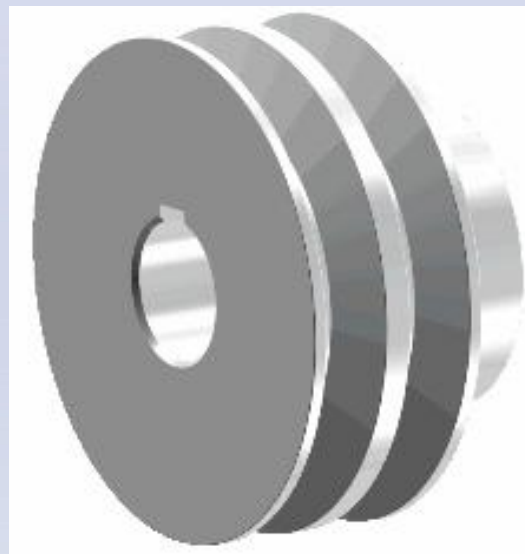
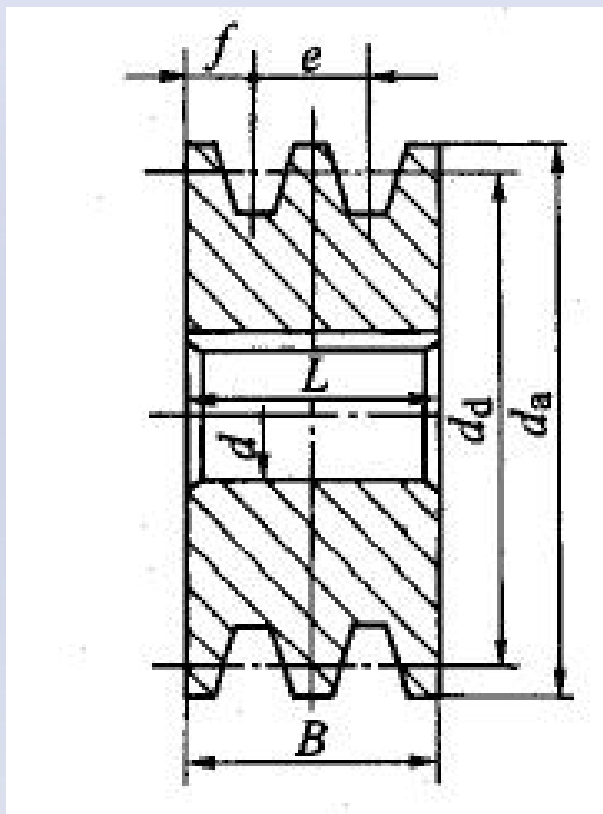
第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

二、V带轮的材料和结构

V带轮的结构：实心式、腹板式、轮辐式

V带轮：
基准直径 d_d

实心式：带轮基准直径
 $d_d \leq (2.5 \sim 3) d$ (d 为轴径)

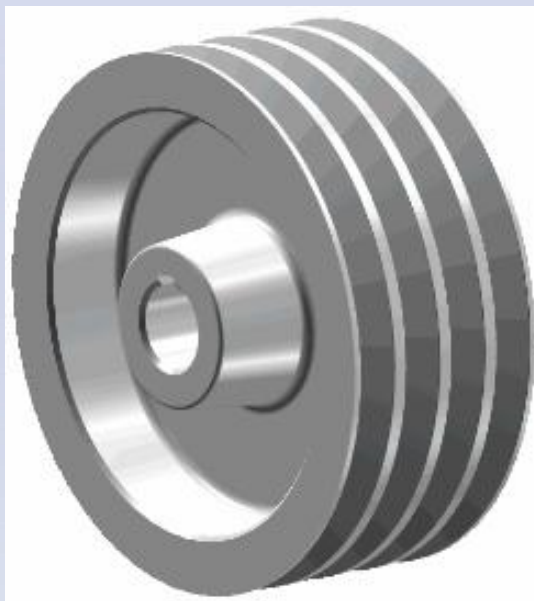
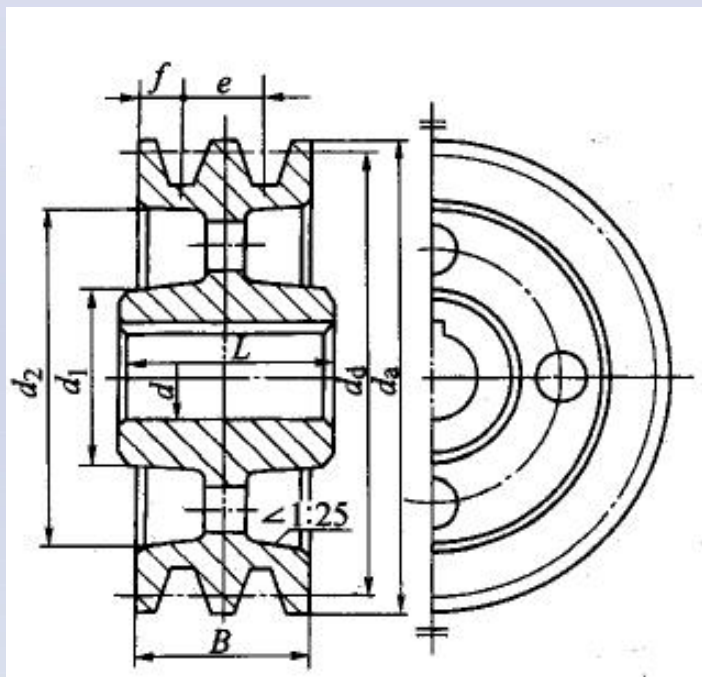




第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

二、V带轮的材料和结构

腹板式：带轮基准直径 $d_d \leq 300\text{mm}$ ，其中 $d_2 - d_1 \geq 100\text{mm}$ ，腹板上开孔，便于吊装和减轻重量。

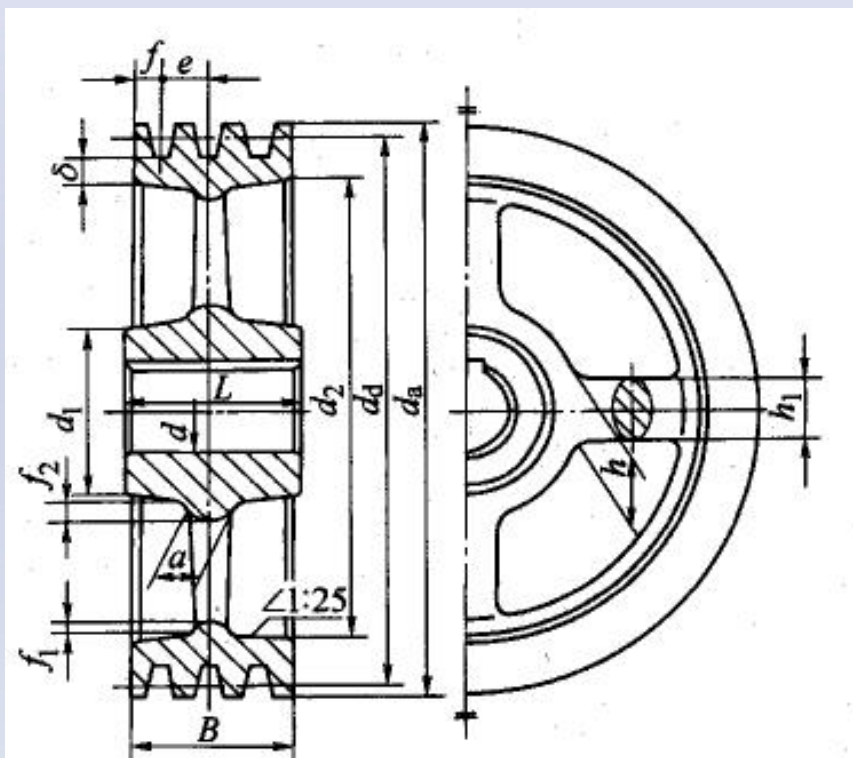




第2节 普通V带传动的结构及尺寸参数

二、V带轮的材料和结构

轮辐式：带轮基准直径 $d_d > 300\text{mm}$ 。



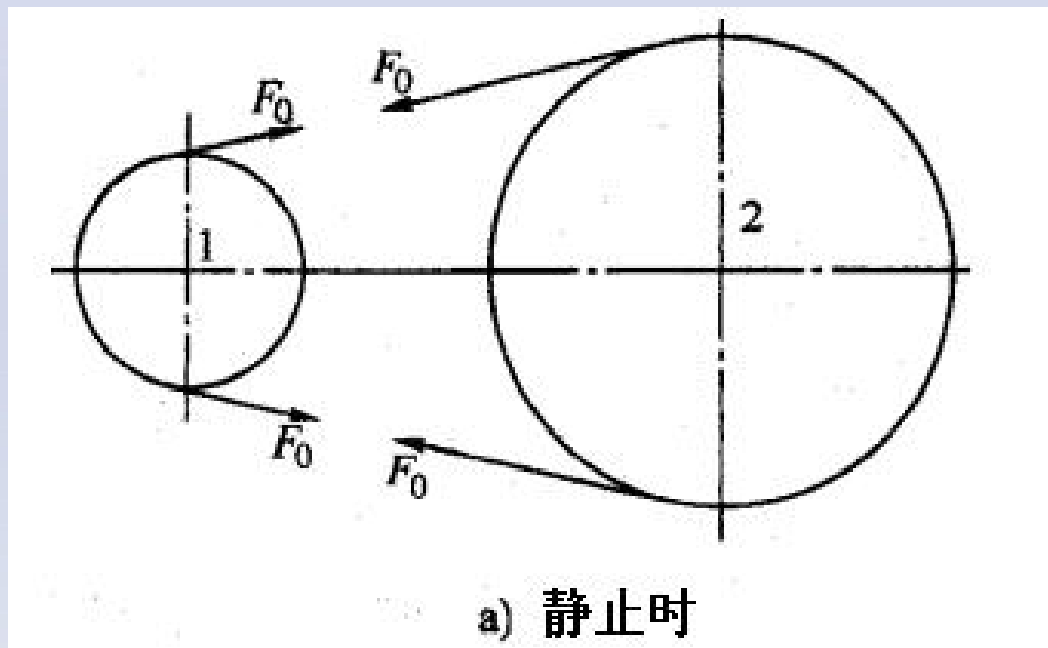


第3节 带传动的工作原理

一、带传动的受力分析

1. 带的拉力

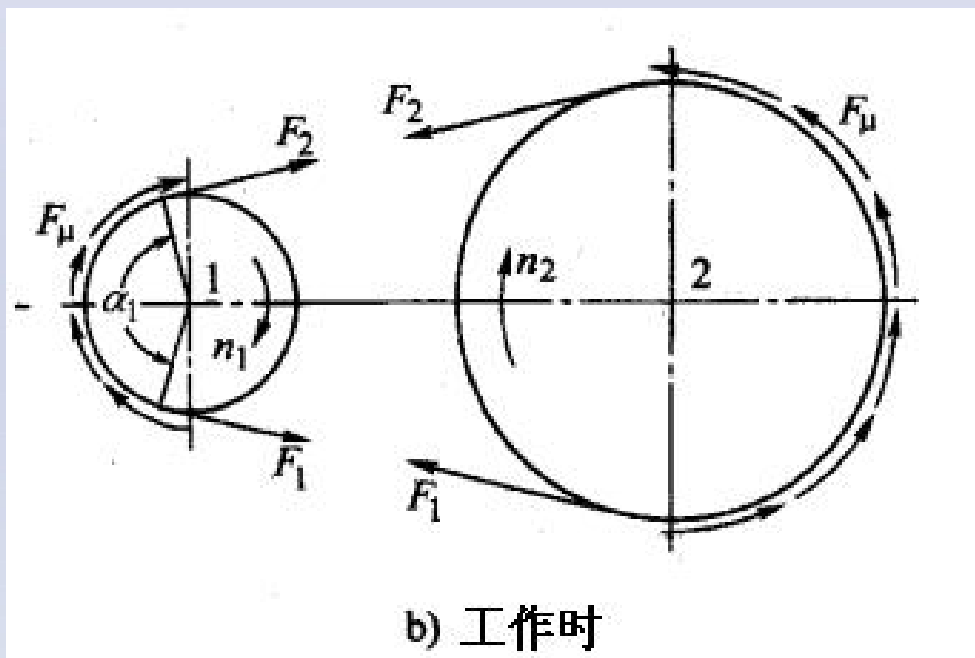
安装带传动时，传动带以一定的**张紧力**紧套在两个带轮上，此张紧力称为**初拉力**。**带传动静止时**，带两边的拉力相等，均为**初拉力 F_0** 。





第3节 带传动的工作原理

带传动时，由于带轮给带的摩擦力 F_μ 的作用，绕进主动轮1的一侧带被进一步拉紧，称为紧边，其拉力由 F_0 增大到 F_1 ；另一侧带则被放松，称为松边，其拉力由 F_0 减小到 F_2 。



设环形带的总长度不变，则紧边拉力的增量等于松边拉力的减量，即

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$

所以 $F_1 + F_2 = 2F_0$



第3节 带传动的工作原理

紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 之差称为**有效拉力 F** 。

有效拉力是**工作机对带传动的需求力**，是靠带轮与带之间产生的摩擦力驱动的，它等于带与带轮接触弧面上的摩擦力之和，

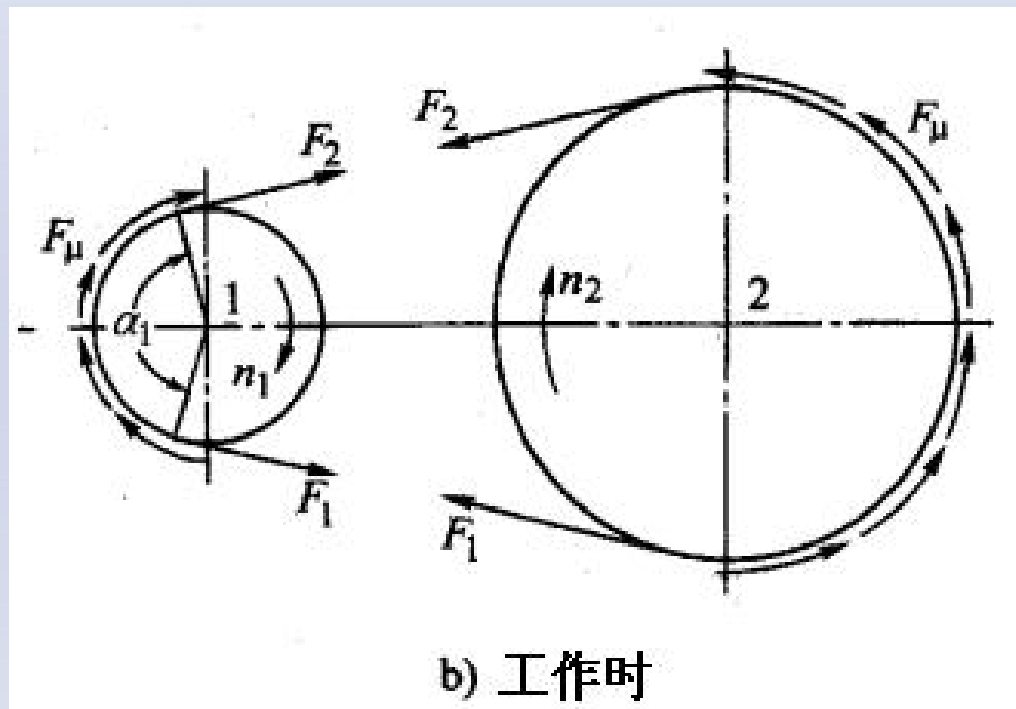
即

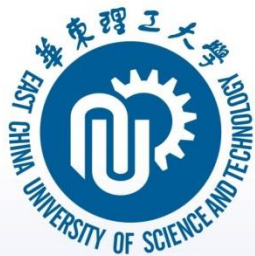
$$F = F_1 - F_2 = \sum F_{\mu}$$

有效拉力 F 、带速 v 与带传递的功率 P 之间的关系为

$$P = \frac{Fv}{1000} (kW)$$

式中， P (kW) ； F (N) ；
 v (m/s)

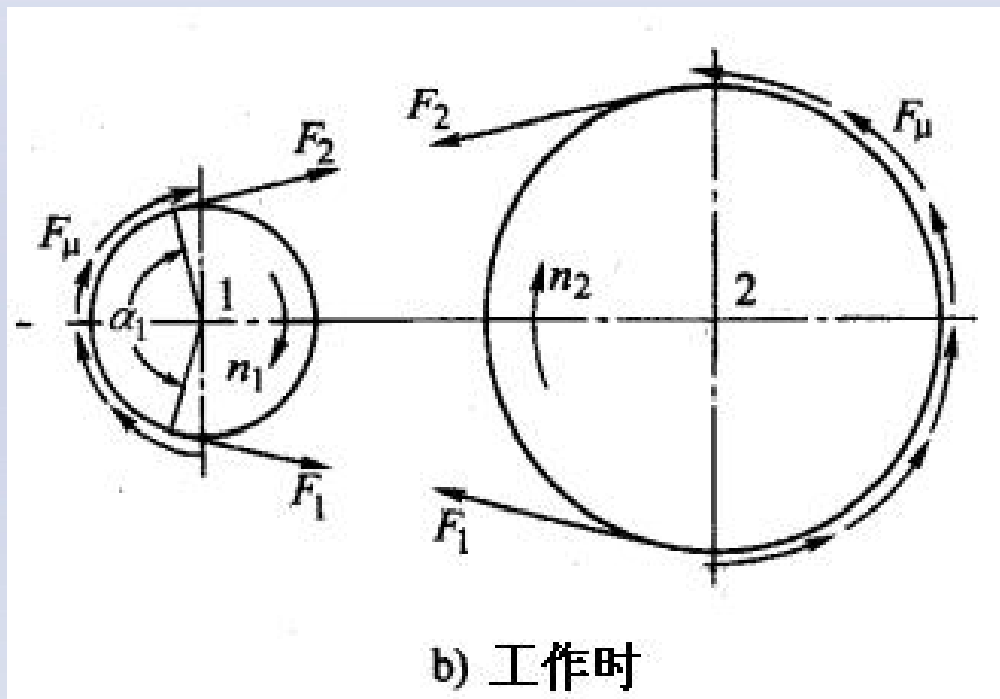


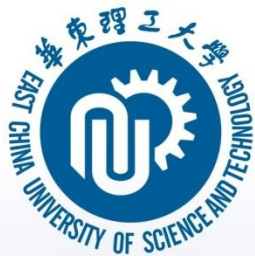


第3节 带传动的工作原理

在传动正常工作时，带与轮之间的摩擦力属于**静摩擦**，并存在一个极限值。当带传动传递的功率 P 增大到使**有效拉力 F 超过该极限摩擦力**时，带与带轮之间就会产生全面而显著的相对滑动，这种现象称为**打滑**。

打滑时，带传动不能正常工作，而且会造成带的严重磨损，**打滑是带传动的一种失效形式**。





第3节 带传动的工作原理

即将打滑的状态，带传动的有效拉力达到最大值。根据挠性体摩擦的**欧拉公式**，对**平带传动**，忽略离心力的影响， F_1 和 F_2 之间的关系为：

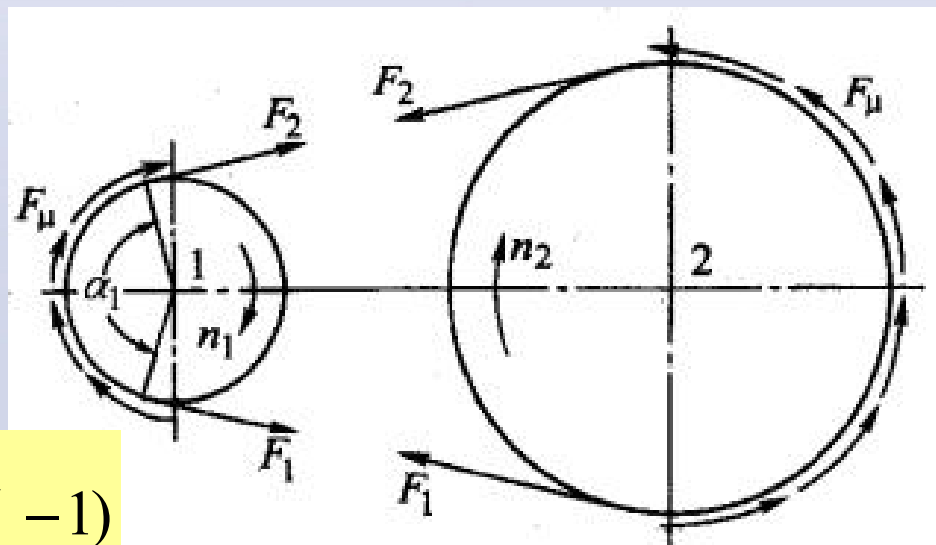
$$F_1 = F_2 e^{\mu\alpha}$$

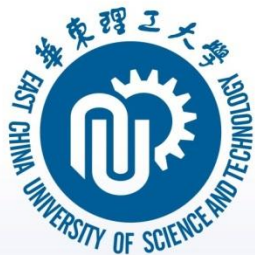
e 是自然对数的底， $e=2.718$ ；
 α 是包角（带与带轮接触弧所对的中心角）。

带的最大有效拉力为：

$$F_{\max} = F_1 - F_2 = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) = F_2 (e^{\mu\alpha} - 1)$$

因为 $F_1 + F_2 = 2F_0$





第3节 带传动的工作原理

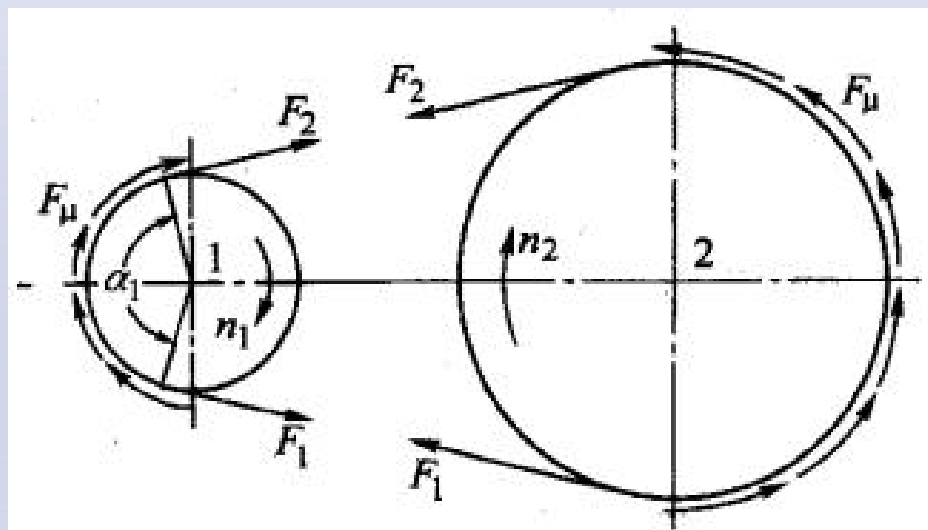
整理得：

$$F_{\max} = 2F_0 \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} + 1} = 2F_0 \left(1 - \frac{2}{e^{\mu\alpha} + 1}\right)$$

∴带传动的最大有效拉力与摩擦因数、包角有关，且与初拉力成正比。

增大摩擦因数、包角和初拉力，都可以提高带传动的承载能力，但 F_0 过大将缩短带的寿命。

一般要求 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ ，个别情况可小到 90° 。



V带传动须将上式中的 μ 用 μ_v 代替，便得到相应的计算公式。

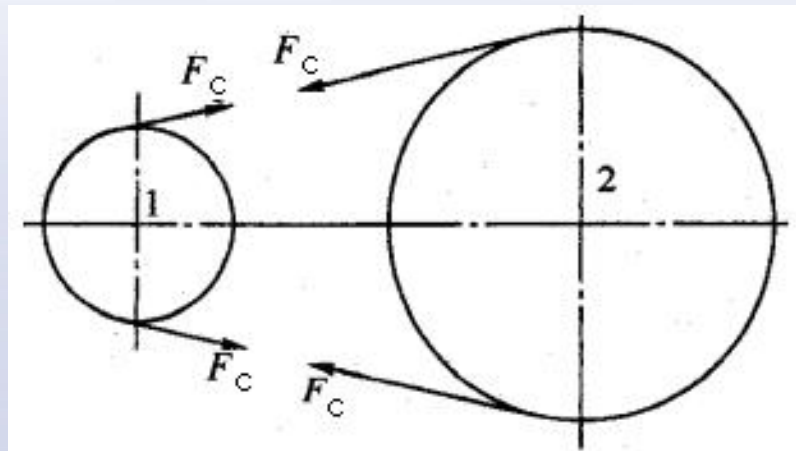


第3节 带传动的工作原理

2. 离心拉力

传动工作时，带绕在带轮上作圆周运动而产生离心力。虽然离心力只产生在带的圆周运动部分，但由此产生的离心拉力却作用在带的全长上，其大小为：

$$F_c = mv^2$$



式中： F_c 是离心拉力（N）； m 是单位带长的质量(kg/m)； v 为带速(m/s)。

离心力使带与带轮之间的正压力及摩擦力减小，降低了带传动的承载能力。**“限制带速”**



第3节 带传动的工作原理

二、带的应力

带传动工作时，带中应力有：

1、紧边和松边拉力产生的拉应力

$$\sigma_1 = F_1 / A$$

$$\sigma_2 = F_2 / A$$

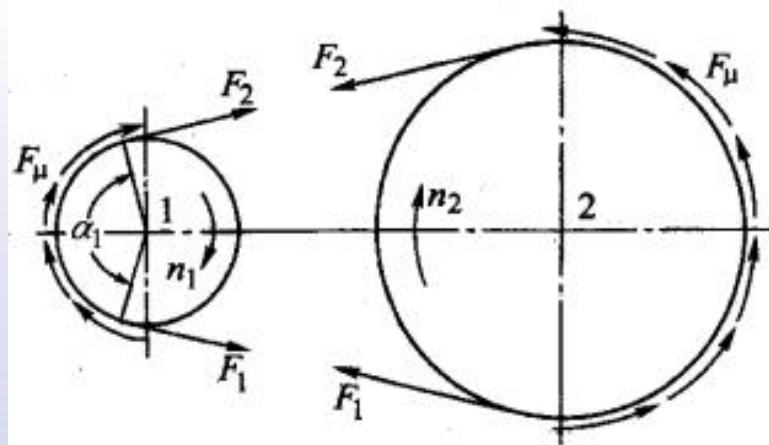
2、离心拉应力

$$\sigma_c = F_c / A = mv^2 / A$$

3、弯曲应力

$$\sigma_b = E \frac{2y}{d}$$

A ：带的横截面面积， E ：带材料的弹性模量； y ：带的中性层到最外层的距离； d ：带轮的计算直径，即带的中性层在带轮上的圆周直径，对V带传动， d 是V带轮的基准直径 d_d 。





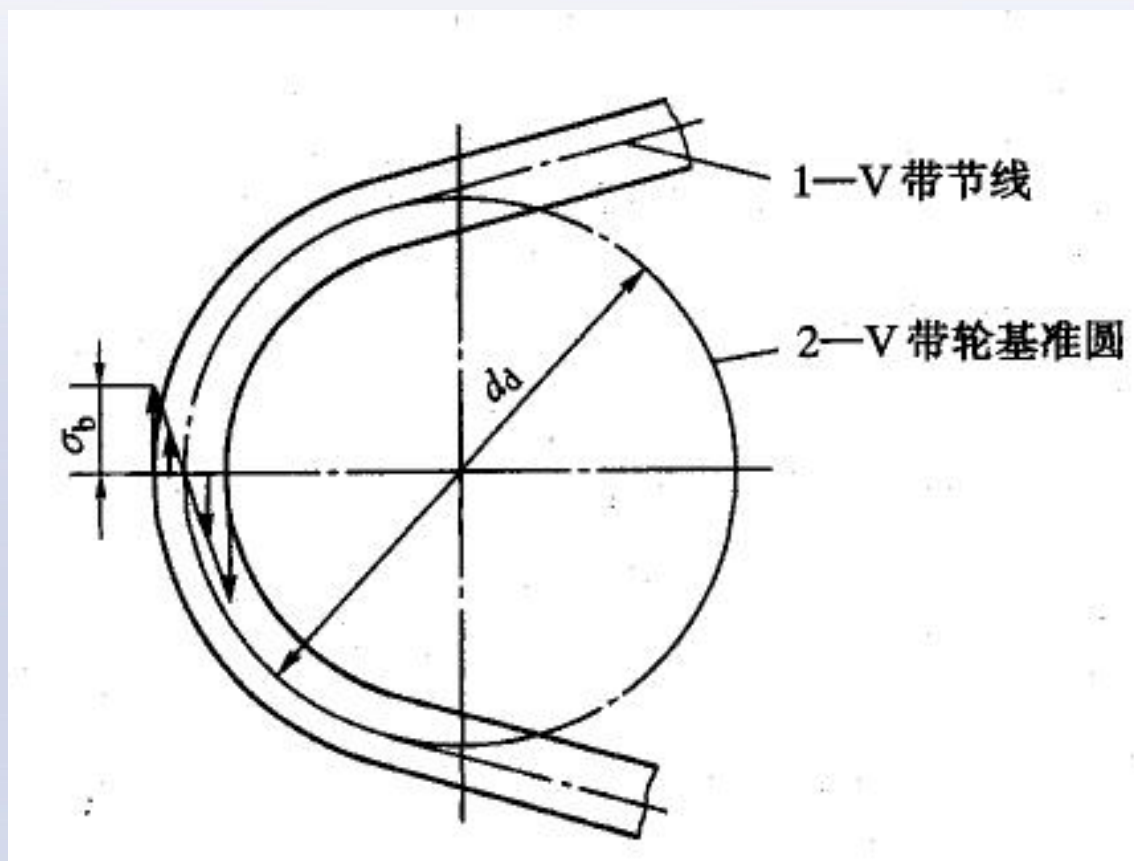
第3节 带传动的工作原理

二、带的应力

3、弯曲应力

$$\sigma_b = E \frac{2y}{d}$$

两带轮直径不同，带在带轮上的弯曲应力也不同。小带轮上带的弯曲应力大于大带轮上带弯曲应力。应限制小带轮的直径。





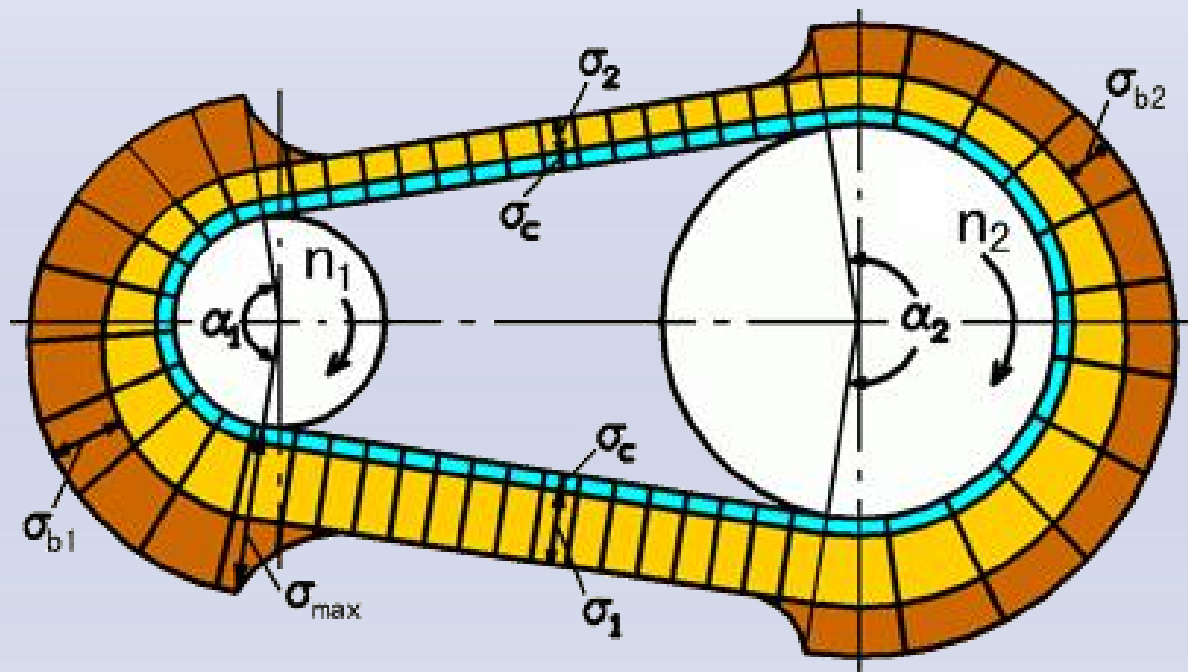
第3节 带传动的工作原理

二、带的应力

把三种应力叠加，得到传动带的总应力。最大、最小应力为：

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1}$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_c$$

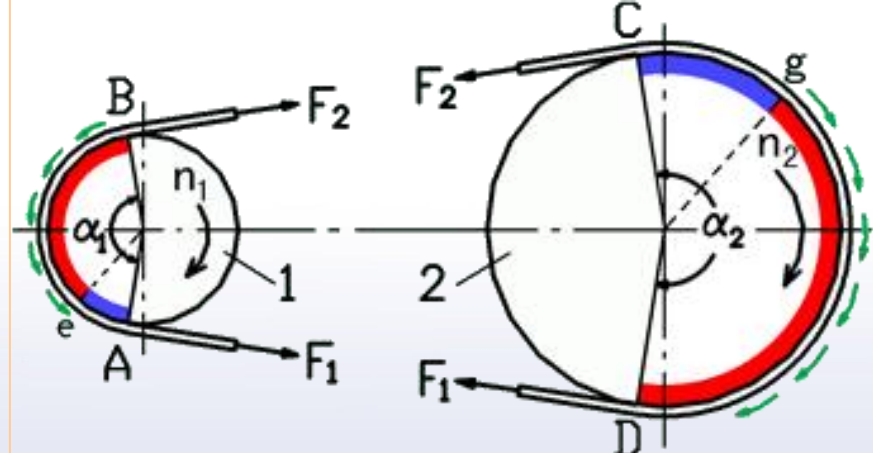


带处于变应力状况下工作，将引起带的**疲劳破坏**（脱层、断裂），这是**带传动**的另一种失效形式。

最大应力：紧边刚绕上主动小带轮的截面



三、带的弹性滑动



带是弹性体，受拉力作用时将产生弹性变形。当带自A点刚刚绕上主动轮时，带中拉力等于 F_1 ，带速等于主动轮的圆周速度；当带随主动轮运动至B点时，带中拉力已逐渐降为松边拉力 F_2 ，带的拉伸变形量也随之逐渐减小，从而导致带沿带轮轮面向拉力较大的紧边方向产生相对滑动。

主动轮：当带由A→B，拉力由 $F_1 \searrow F_2$ ，带的伸长量也减小，即带沿带轮一面绕进，一面向后收缩，使 $v_{\text{带}} < v_1$ ，带沿轮面滑动。

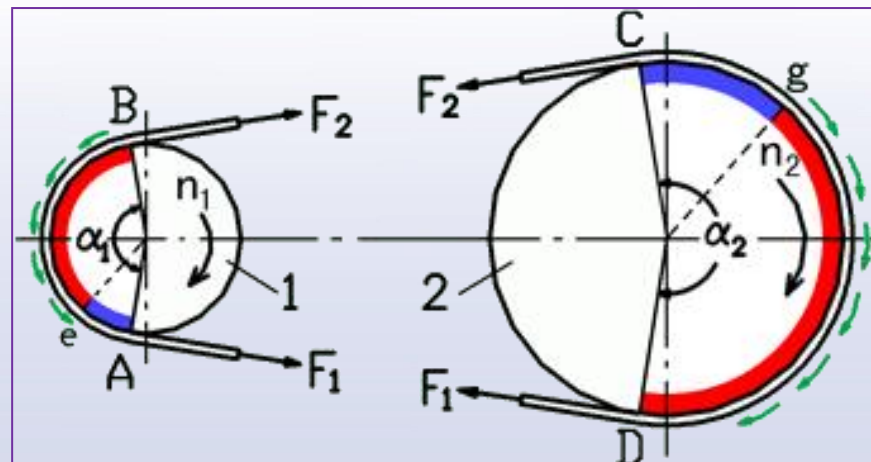
从动轮：当带由C→D，拉力由 $F_2 \nearrow F_1$ ，带的伸长量也增大，即带沿带轮一面绕进，一面向前伸长，使 $v_{\text{带}} > v_2$ ，带沿轮面滑动。



第3节 带传动的工作原理

三、带的弹性滑动

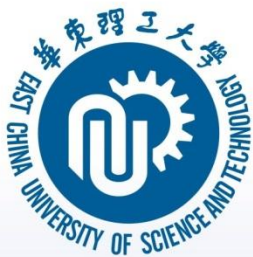
定义：由于带的弹性变形而引起的带与带轮间的相对滑动称为**弹性滑动**，这是带传动固有的特性。



选用弹性模量大的带材料，可降低弹性滑动。

研究表明，在主动轮上，带的弹性滑动发生在靠近松边的部分接触弧上，称为**滑动弧（红色区域）**；靠近紧边的一部分接触弧上不发生弹性滑动，称为**静止弧（蓝色区域）**。

随着**传递功率增加**，滑动弧逐渐增大，静止弧逐渐减小。当静止弧减小为零，整个接触弧上都发生弹性滑动时，即产生**打滑**现象。



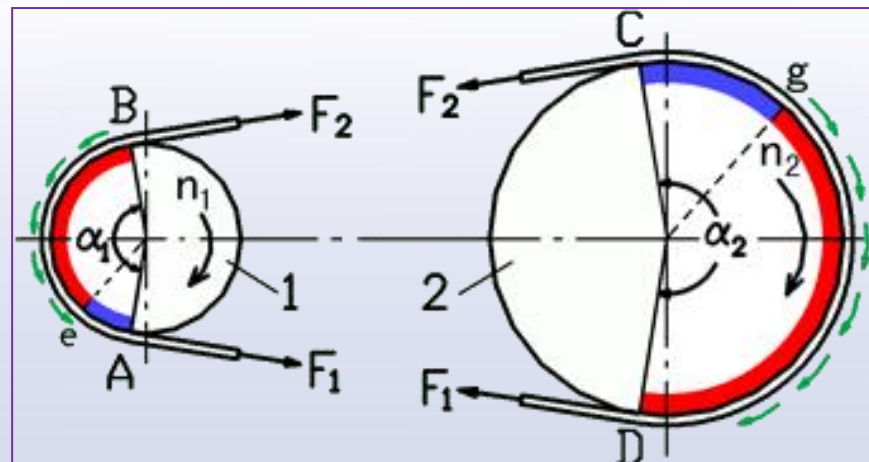
第3节 带传动的工作原理

$$v_{\text{带}} < v_1$$

$$v_{\text{带}} > v_2$$

三、带的弹性滑动

弹性滑动的后果：1) $v_2 < v_1$ ；2) 引起带的磨损；3) 使带的温度升高；4) 导致传动效率降低。



v_1 ：主动轮的圆周速度， v_2 ：从动轮的圆周速度；

说明：带的弹性滑动和打滑是两个完全不同的概念。弹性滑动是由于带的弹性以及工作时紧、松两边存在的拉力差引起的，是带传动中不可避免的现象；打滑则是由于过载引起的一种失效，在带传动正常工作时应该避免出现打滑。



第3节 带传动的工作原理

三、带的弹性滑动

主动轮: $v_{\text{带}} < v_1$

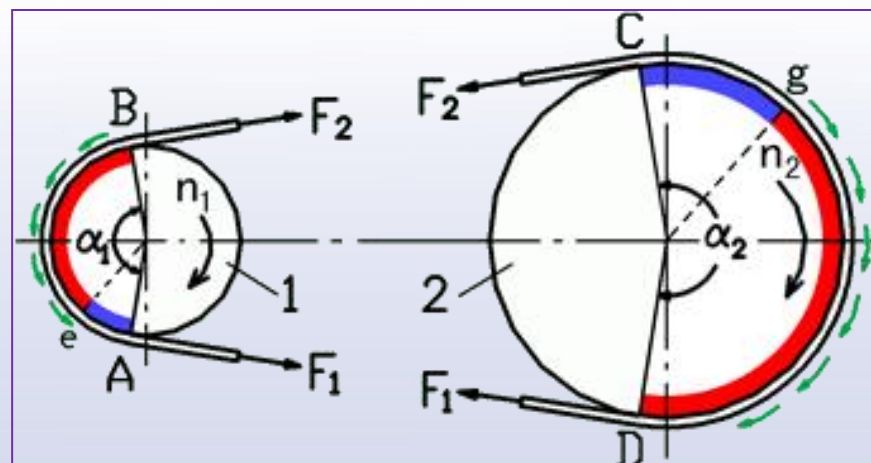
从动轮: $v_{\text{带}} > v_2$



$$v_2 < v_1$$

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}$$

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000}$$



将从动轮圆周速度的降低率称为滑动率，用 ε 表示。

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1}$$

则:
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{(1 - \varepsilon) d_1}$$

通常 $\varepsilon = (1 \sim 2)\%$ ，其值很小，在一般计算中可不考虑。

如果忽略弹性滑动，则带传动的传动比为：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$



第3节 带传动的工作原理

四、带传动的设计准则

$$\begin{cases} \sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1} \leq [\sigma] \\ \sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_c - \sigma_{b1} \end{cases}$$

设计准则： 保证传动不打滑的前提下，带具有足够的疲劳强度。

$[\sigma]$ 是在特定条件下根据疲劳寿命实验确定的带的许用拉应力。

单根带既不打滑且具有足够疲劳强度时所能传递的功率 P ：

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_2 e^{\mu\alpha} \\ F &= F_1 - F_2 \end{aligned} \right\} \rightarrow F = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right)$$
$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \sigma_1 A \\ P &= \frac{Fv}{1000} \end{aligned} \right\} \rightarrow P = \frac{([\sigma] - \sigma_c - \sigma_{b1}) \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) A v}{1000}$$

式中量纲， P (kW) ； A (mm²) ； v (m/s) ； 应力 (MPa) 。



第4节 普通V带传动的设计计算

普通V带传动的设计，是在给定的条件下确定带传动的参数。

给定的条件：

- 1、传动的用途、工作情况及**原动机**的类型、起动方式；
- 2、**传递的功率**；
- 3、大、小带轮的转速等。“**传动比**”

设计内容：

- 1、选取V带的型号、计算基准长度和根数；
- 2、确定传动的中心距；
- 3、确定带轮的结构和尺寸；
- 4、计算作用在轴上的载荷；
- 5、设计传动的张紧装置。



第4节 普通V带传动的设计计算

一、确定V带的型号和带轮基准直径

1. 计算设计功率

设计功率是根据带传递的功率、载荷性质、连续工作时间等确定，即 $P_d = K_A P$

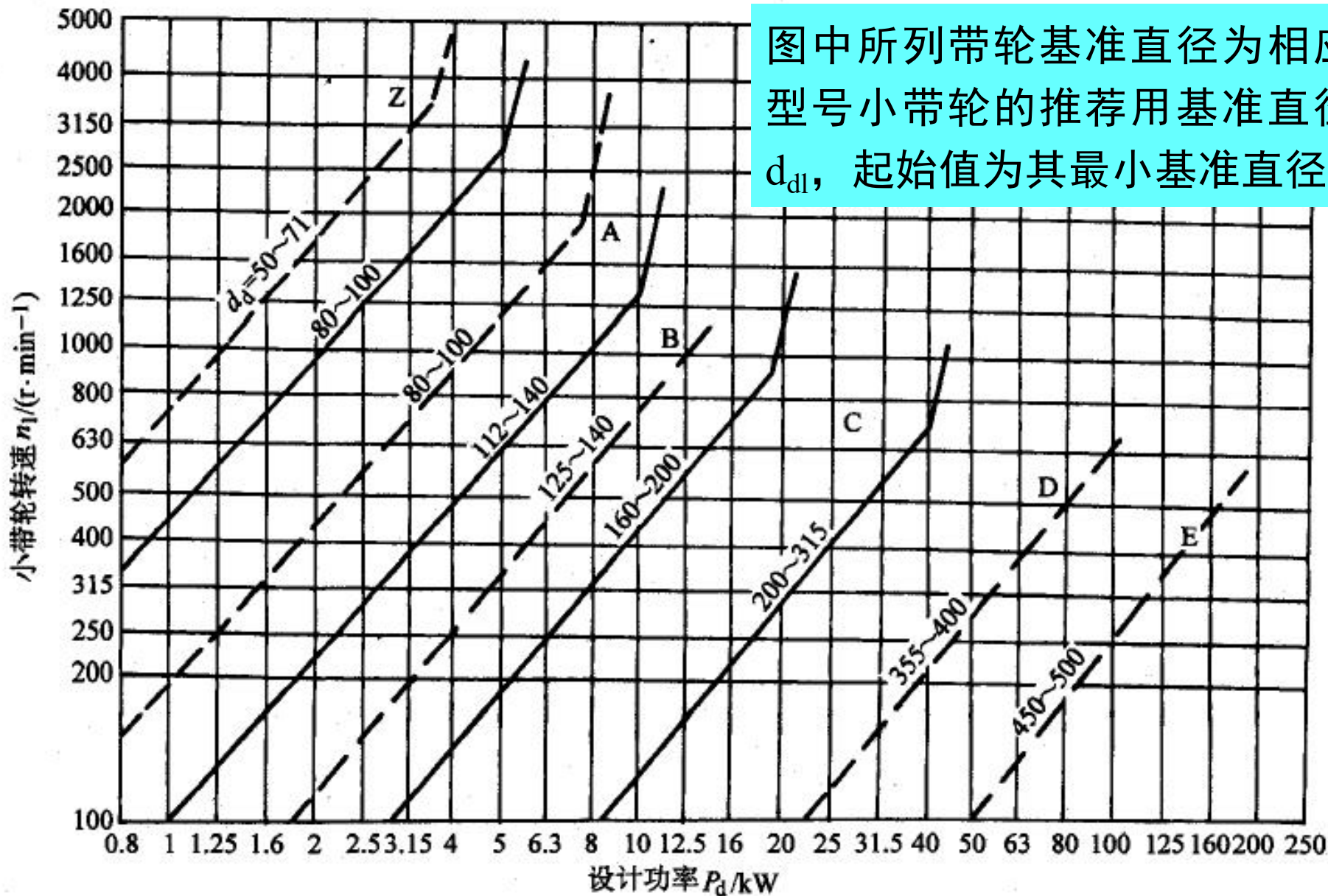
式中， P_d 是设计功率； K_A 是工况系数； P 是带传动的名义功率。

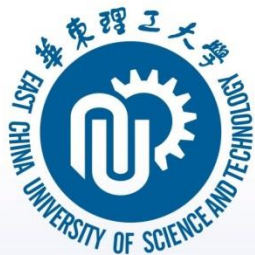
2. 选择V带型号

根据设计功率 P_d 和小带轮转速 n_1 ，由选型图初选带的型号。选用较小截面的型号，会使带的根数增加；选用较大截面的型号，会使传动结构尺寸增大，但所需带的根数将相应减少。

普通V带选型图

图中所列带轮基准直径为相应型号小带轮的推荐用基准直径 d_{d1} ，起始值为其最小基准直径。





第4节 普通V带传动的设计计算

3. 确定带轮的基准直径

为了减小弯曲应力，应尽可能选用较大的带轮直径。但直径增大会加大传动的外廓尺寸，故应根据实际情况选取适当的带轮直径。

小带轮的基准直径 d_{d1} 根据普通V带选型图确定。选定小带轮的基准直径应符合基准直径系列尺寸。

V带轮的基准直径系列

| (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 | (210) | 224 | (236) | 250 |
| (265) | 280 | (300) | 315 | (335) | 355 | (375) | 400 | (425) | 450 | (475) | 500 | (530) | 560 | (600) |
| 630 | (670) | 710 | (750) | 800 | (900) | 1000 | 1060 | 1120 | 1250 | 1400 | 1500 | 1600 | (1800) | 2000 |

注：括号内的直径尽量不用。



第4节 普通V带传动的设计计算

3. 确定带轮的基准直径

大带轮基准直径按下式计算：

$$d_{d2} = i \cdot d_{d1}$$

当要求传动比误差较小时，应考虑滑动率按下式计算：

$$d_{d2} = i \cdot (1 - \varepsilon) d_{d1}$$

选取的大带轮直径也要符合基准直径系列尺寸。



第4节 普通V带传动的设计计算

4. 验算带速

$$P = \frac{Fv}{1\,000} (kW)$$

普通V带质量较大，带速较高，会因惯性离心力过大而降低带与带轮间的正压力，而降低摩擦力和传动能力；带速过低，则在传递相同功率的条件下，有效拉力 F 增大，要求带的根数较多。

一般应使带速 $v = 5 \sim 25 \text{ m/s}$ ，较适宜的速度 $v = 10 \sim 20 \text{ m/s}$ 。

带速的计算式为：

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000}$$

式中量纲： v (m/s)； d_{d1} (mm)； n_1 (r/min)。



第4节 普通V带传动的设计计算

二、确定中心距和V带基准长度

1. 初选中心距

V带传动中心距应适宜。

中心距过大，则带的长度增加，传动中易引起带的振颤。

中心距过小，当带速一定时，单位时间内带绕经带轮的次数增多，带的应力循环次数增加，易造成带的疲劳损坏。

一般根据传动的需要初选中心距 a_0 ，即

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



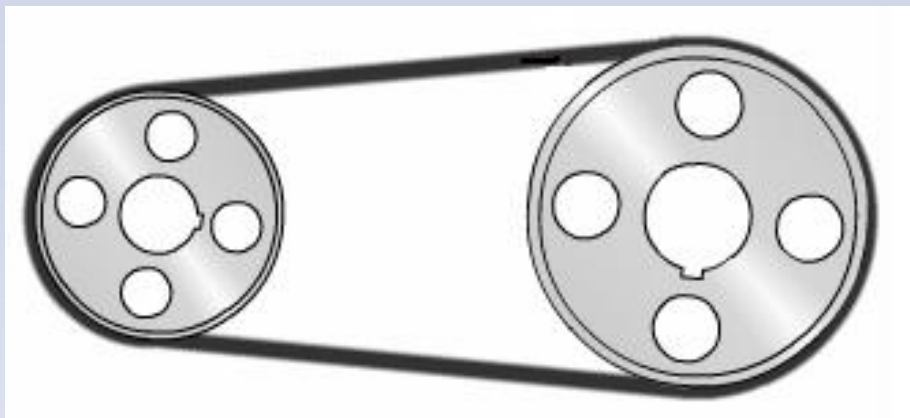
第4节 普通V带传动的设计计算

2. 确定V带基准长度

根据带传动的几何关系、带轮的基准直径及初选中心距，计算所需V带基准长度 L_{d0} ，

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{1}{4a_0}(d_{d2} - d_{d1})^2$$

然后按基准长度系列选取V带基准长度 L_d 。





第4节 普通V带传动的设计计算

3. 计算实际中心距

根据选定的 L_d ，计算带传动的实际中心距 a ，即

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2}$$

考虑安装调整和补偿张紧力的需要，通常将带传动设计成中心距可调的结构，其调整范围为：

$$\left. \begin{aligned} a_{\min} &= a - 0.015L_d \\ a_{\max} &= a + 0.03L_d \end{aligned} \right\}$$



第4节 普通V带传动的设计计算

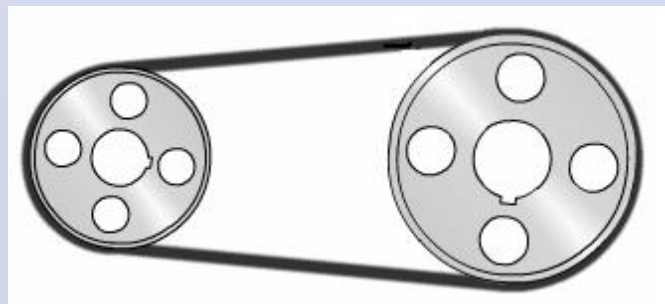
4. 验算小带轮包角

包角是影响带传动工作能力的主要参数之一。包角大，带的承载能力高；反之则易打滑。

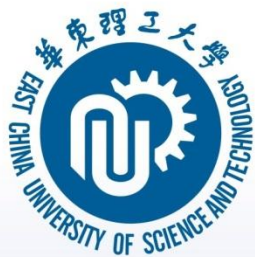
一般要求 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ ，个别情况可小到 90° 。

小带轮包角计算式为：

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



小带轮包角 α_1 随中心距 a 的增大及传动比 $i=d_{d2}/d_{d1}$ 的减小而增大，故可通过适当增大中心距或减小传动比来增大小带轮包角。



第4节 普通V带传动的设计计算

三、确定V带的根数

1. 单根V带的基本额定功率

单根普通V带的基本额定功率，是指在包角 $\alpha_1=\alpha_2=180^\circ$ （ $i=1$ ）、 L_d 为某一特定值、载荷平稳条件下，单根V带所能传递的功率。

2. 计算V带根数

V带根数由设计功率 P_d 除以单根V带的基本额定功率 P_1 来确定。实际工作条件与特定条件不同时，应对 P_1 进行修正：

$$z \geq \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L}$$



第4节 普通V带传动的设计计算

2. 计算V带根数

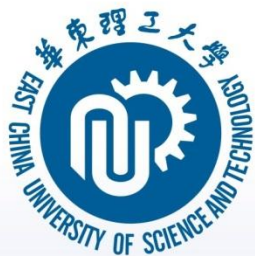
$$z \geq \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L}$$

ΔP_1 为单根普通V带基本额定功率的增量(kW), 是考虑 $i \neq 1$ 时带绕在大带轮上产生的弯曲应力比绕在小带轮上的小, 使所能传递的功率有所增加。

K_α 为包角修正系数, 考虑 $\alpha \neq 180^\circ$ 时, 对传动能力的影响。

K_L 为长度修正系数, 考虑带不为特定长度时的修正系数。

带的根数越多, 则带轮越宽, 容易导致各根带受载不均, 通常控制带的根数 $z \leq 10$ 。



第4节 普通V带传动的设计计算

四、计算作用在轴上的载荷

1. 计算初拉力

为了保证带传动的正常工作，应使带具有一定的初拉力。

初拉力不足，产生的摩擦力较小，传动易打滑，带的工作能力不能充分发挥；初拉力过大，将降低带的寿命，增大轴与轴承的受力。

较适宜的初拉力：

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

式中： P_d 计算功率（kW）； v 为带速（m/s）； z 为带的根数； K_α 为包角修正系数； m 是单位带长的质量（kg/m）；

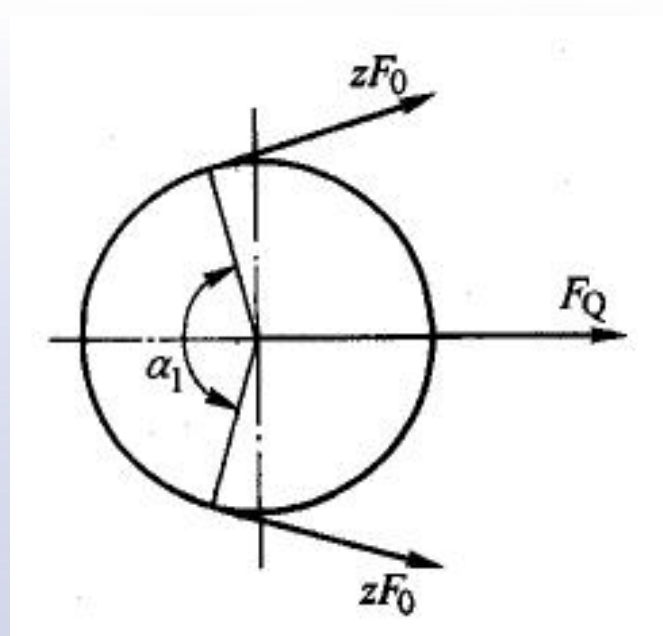


第4节 普通V带传动的设计计算

2. 计算作用在轴上的载荷

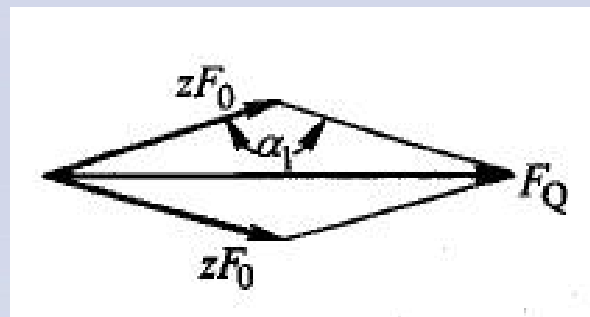
为了设计轴与轴承，需计算带传动作用在轴上的载荷 F_Q ，通常取带两边初拉力的合力作近似计算，即：

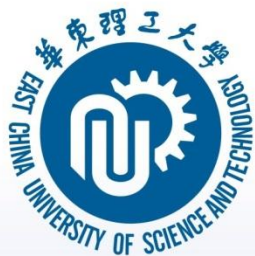
$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$



五、带轮的尺寸及结构设计

根据设计计算得出的带轮基准直径的大小和带速的大小，选择带轮材料，确定带轮结构形式，绘制出带轮零件图。





第4节 普通V带传动的设计计算

【例6-1】设计一电动机与减速器之间的普通V带传动。已知：电动机功率 $P=5\text{kW}$ ，转速 $n_1=1460\text{r/min}$ ，减速器输入轴转速 $n_2=320\text{r/min}$ ，载荷变动最小，负载启动，每天工作16h，要求结构紧凑。

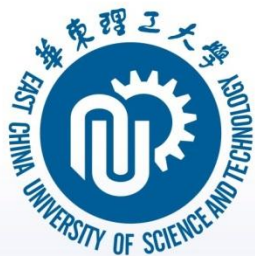
【解】1. 确定V带型号

由表10-4，确定工作情况系数 $K_A=1.2$

设计功率 $P_d = K_A P = 1.2 \times 5 = 6\text{kW}$

由图10-13，选择V带型号：A型

说明：若由 P_d 和 n_1 确定的坐标点靠近选型图中两种型号的交界处，可先取两种型号计算，然后进行分析比较来决定取舍。



第4节 普通V带传动的设计计算

2. 确定V带轮直径

由图10-13及表10-3，取小带轮直径 $d_{d1}=100\text{mm}$

验算带速
$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 1460}{60 \times 1000} = 7.64 \text{ m/s}$$

在允许范围内

大带轮直径
$$d_{d2} = d_{d1} \frac{n_1}{n_2} = 100 \times \frac{1460}{320} = 456 \text{ mm}$$

由表10-3，取 $d_{d2}=450\text{mm}$

传动比
$$i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{450}{100} = 4.5$$



第4节 普通V带传动的设计计算

3. 确定中心距及V带基准长度

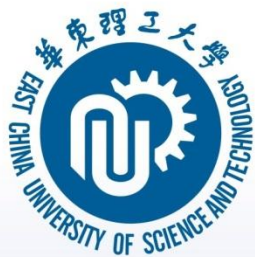
由 $0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$

知 $385 \leq a_0 \leq 1100$

要求结构紧凑，初取 $a_0 = 600\text{mm}$

初定V带基准长度

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{1}{4a_0}(d_{d2} - d_{d1})^2 \\ &= 2 \times 600 + \frac{\pi}{2}(100 + 450) + \frac{1}{4 \times 600}(450 - 100)^2 \\ &= 2115\text{mm} \end{aligned}$$



第4节 普通V带传动的设计计算

3. 确定中心距及V带基准长度

由表10-2，取V带基准长度 $L_d=2050\text{mm}$

传动中心距

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 600 + \frac{2050 - 2115}{2} = 567.5\text{mm}$$

小带轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180 - \frac{450 - 100}{567.5} \times 57.3^\circ = 144^\circ$$



第4节 普通V带传动的设计计算

4. 确定V带根数

由表10-5，单根V带的基本额定功率 $P_1=1.32\text{kW}$

由表10-6，额定功率增量 $\Delta P_1=0.17\text{kW}$

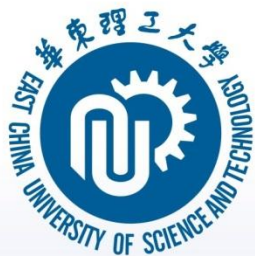
由表10-7，包角修正系数 $K_\alpha=0.90$

由表10-2，带长修正系数 $K_L=1.04$

V带根数

$$z = \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1)K_\alpha K_L} = \frac{6}{(1.32 + 0.17) \times 0.90 \times 1.04} = 4.30$$

取 $z=5$ 。



第4节 普通V带传动的设计计算

5. 计算作用在轴上的载荷

由表10-1，V带单位长度质量 $m=0.1\text{kg/m}$

初拉力

$$F_0 = 500 \frac{P_d}{zv} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + mv^2 = 500 \frac{6}{5 \times 7.64} \left(\frac{2.5}{0.9} - 1 \right) + 0.1 \times 7.64^2 \\ = 145N$$

作用在轴上的载荷

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 5 \times 145 \sin \frac{144}{2} = 1379N$$

6. 带轮结构设计 略



第5节 带传动的张紧装置及安装维护

一、带传动的张紧装置

带工作一段时间后会产生产塑性伸长，导致初拉力降低，影响正常传动。为了使带产生并保持一定的初拉力，带传动应设置张紧装置。

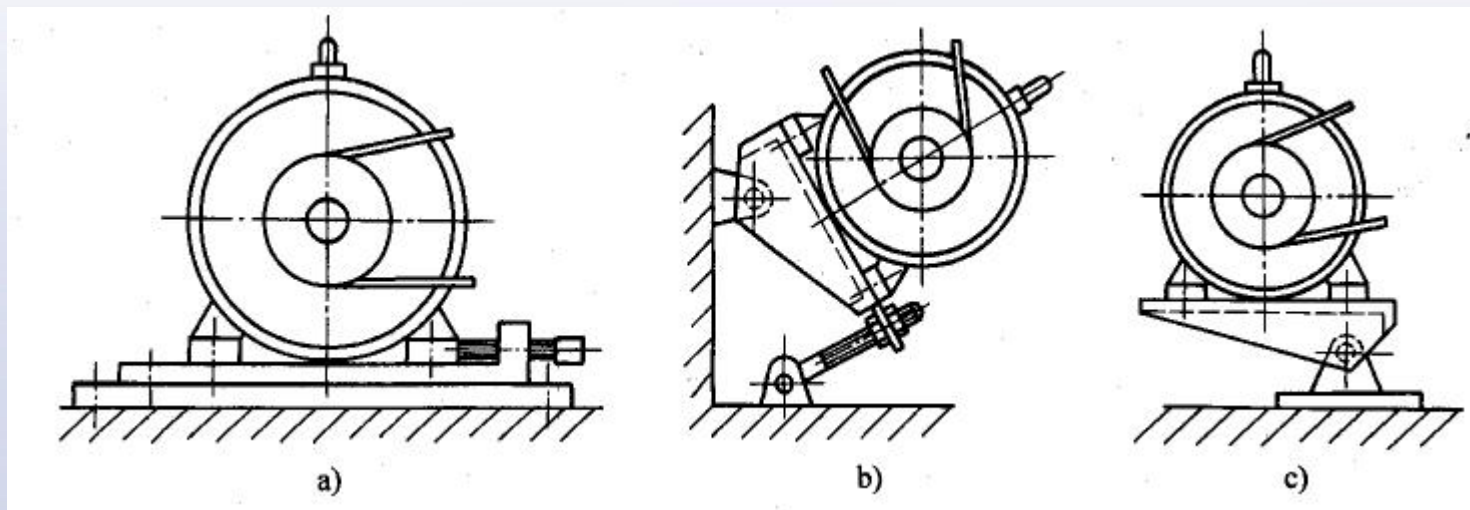
常用的张紧装置按中心距是否可调，分为两类：

- 中心距可调的张紧装置
- 中心距不可调的张紧装置



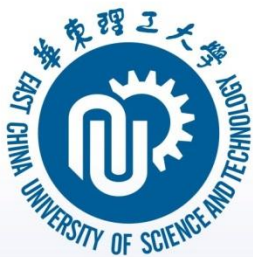
第5节 带传动的张紧装置及安装维护

1. 中心距可调的张紧装置



图a、b为**定期调整张紧装置**，当带需要张紧时，通过**调整螺栓**改变电动机的位置，加大传动中心距，使带获得所需的张紧力。图a适用于两轴中心连线水平或倾斜不大的传动，图b适用于两轴中心连线铅垂或近于铅垂方向的传动。

图c为**自动张紧装置**，电动机固定在摆架上，靠电动机与摆架的**自重**实现张紧。自动张紧装置常用于中、小功率的传动。



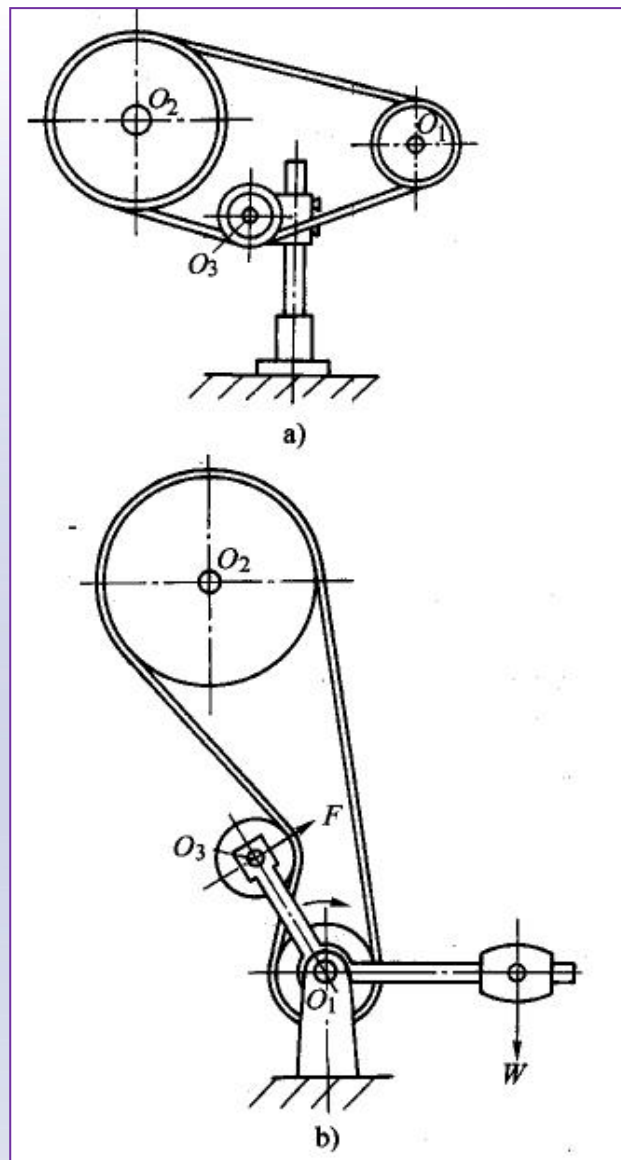
第5节 带传动的张紧装置及安装维护

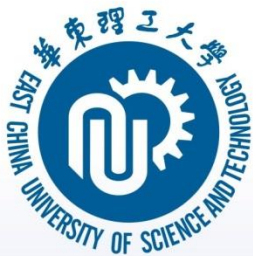
2. 中心距不可调的张紧装置

中心距不可调时，用**张紧轮**实现张紧。

图a为**定期调整装置**，通过定期调整张紧轮达到使带张紧的目的。张紧轮压在带的松边内侧，避免了带的反向弯曲；而且张紧轮应尽量靠近大带轮，防止因张紧而导致小带轮包角减小过多。

图b为**自动张紧装置**，**重锤**使张紧轮自动压在松边的外侧。为了增大小带轮包角，张紧轮应靠近小带轮。这种张紧使带受到反向弯曲，会降低带的寿命。

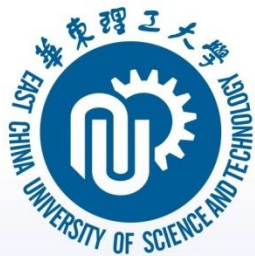




第5节 带传动的张紧装置及安装维护

二、V带传动的安装与维护——注意的问题

- 1) 安装时两带轮轴线必须平行，两轮轮槽中线必须对正，以减轻带的磨损。
- 2) 为了保证安全，带传动一般应安装防护罩，并在使用过程中定期检查、调整带的张紧力。
- 3) 带不宜与酸、碱、油一类的介质接触，工作温度一般不应超过 60°C ，以防带的迅速老化。
- 4) 多根带并用时，为避免各根带受载不均，带的配组代号应相同。若其中一根带松弛或损坏，应全部同时更换，以免新旧带并用时，新带短、旧带长而加速新带的磨损。

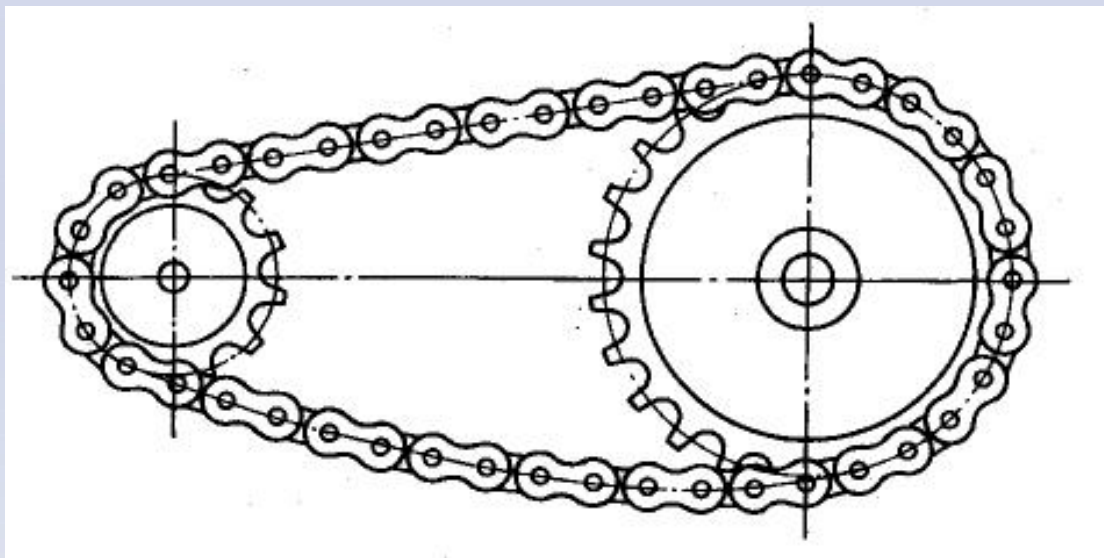


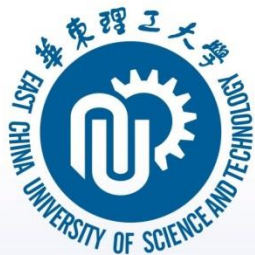
第6节 链传动及其结构

一、概述

1. 链传动的组成

链传动由**主动链轮**、**从动链轮**和**挠性环形链**组成，通过链与链轮轮齿的啮合传递运动和动力，属于具有中间挠性件的啮合传动。





第6节 链传动及其结构

2. 链传动的特点及应用

不同于带的摩擦传动，也不同于齿轮的啮合传动。

优点：

- ① 没有滑动，能保证准确的**平均传动比**；
- ② 低速时可传递较大的载荷，传动效率较高；
- ③ 不需要很大的张紧力，作用在轴及轴承上的载荷较小；
- ④ 在油污、温度较高等恶劣环境中仍能正常工作；
- ⑤ 在工作条件相同的情况下，结构比较紧凑。

与齿轮传动相比，链传动结构简单，对制造和安装的精度要求较低，能适用于中心距较大的传动。



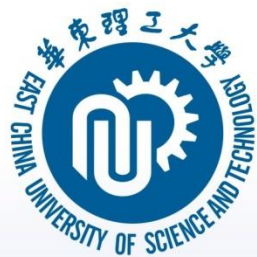
第6节 链传动及其结构

2. 链传动的特点及应用

缺点：

①只能用于平行轴之间的传动；②瞬时链速不稳定，瞬时传动比不准确，因此传动平稳性较差，冲击和噪声较大；③不宜在载荷变化很大和急速反向的传动中应用；④制造费用比带传动高。

应用：链传动允许的传动比 $i_{\max}=7$ ，传递的功率 $P \leq 100\text{kW}$ ，链速 $v \leq 15\text{m/s}$ ，传动效率 $\eta=0.94 \sim 0.97$ ，广泛应用于农业、矿山、机床、起重运输等机械中。



第6节 链传动及其结构

二、链的结构

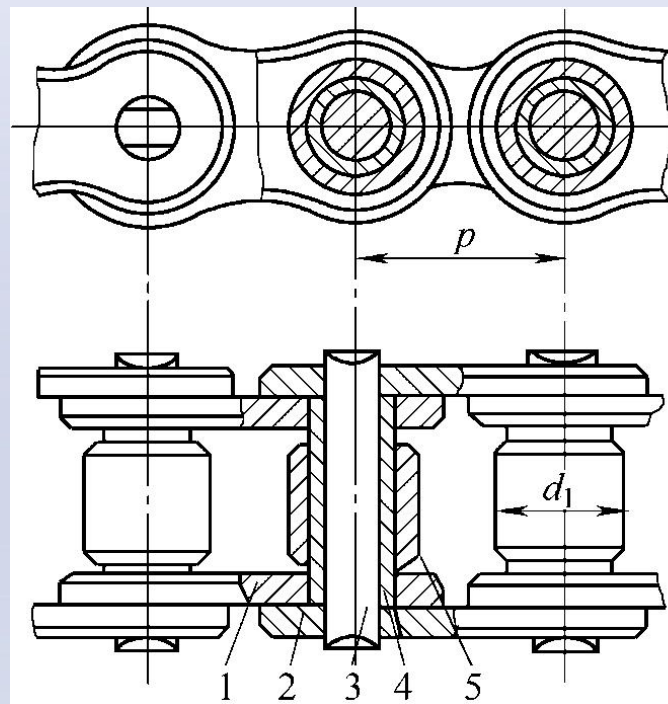
传动链按结构不同主要有

| | |
|---|-----|
| { | 滚子链 |
| | 齿形链 |

1. 滚子链

滚子链由内链板1、外链板2、销轴3、套筒4和滚子5组成。内链板与套筒，外链板与销轴为过盈配合固联在一起；销轴与套筒为间隙配合，构成铰链。套筒与滚子，链节与链轮齿啮合时，滚子沿链轮齿滚动，减轻链与轮齿的磨损。

链的内、外链板均为“∞”字形，使链板各横截面接近等强度并减轻质量。



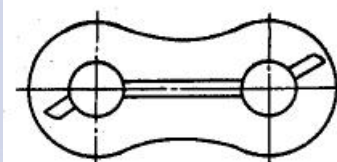
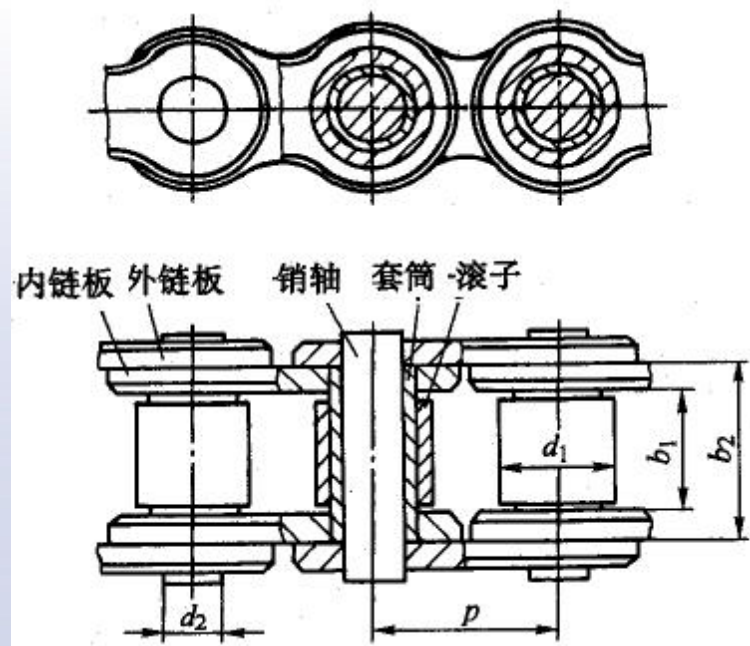


第6节 链传动及其结构

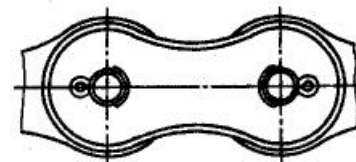
1. 滚子链

相邻两销轴中心之间的距离称为**链节距**，用 p 表示，它是链的主要参数。链节距越大，各部尺寸越大，所能传递的功率也越大。

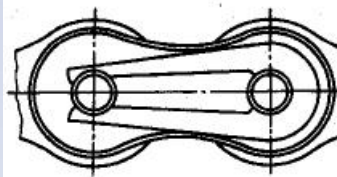
链的长度用**链节数** L_p 表示。链节数最好为偶数，以便在接头处恰好为内链板与外链板相搭接。接头处可用钢丝锁销、开口锁销或弹簧卡片将销轴与联接链板固定(图a、b、c)。



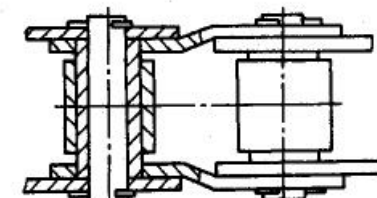
a) 钢丝锁销



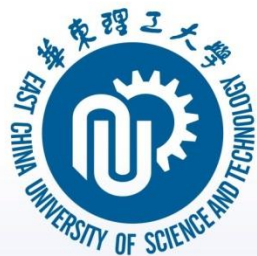
b) 开口锁销



c) 弹簧卡片



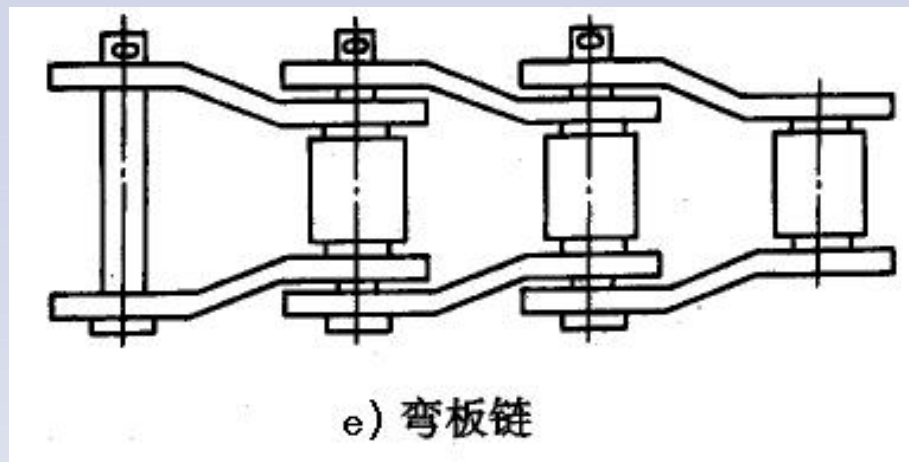
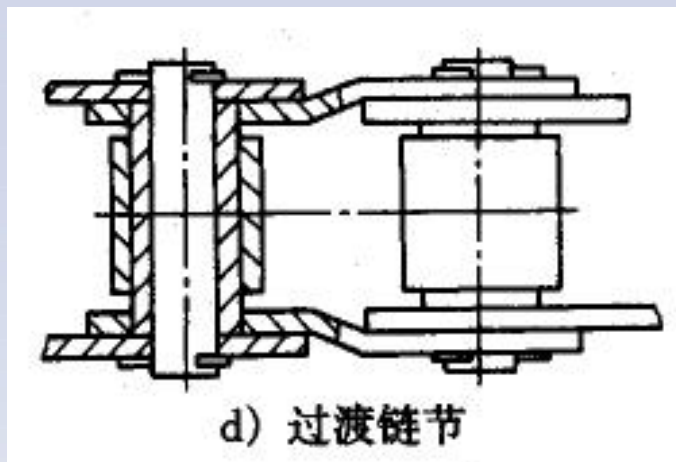
d) 过渡链节

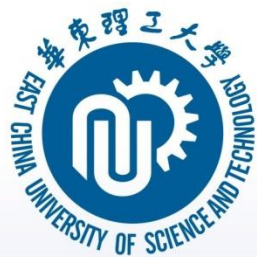


第6节 链传动及其结构

1. 滚子链

当链节数为奇数时，需要用**过渡链节闭合链条**(图d)。过渡链节在工作中不仅受拉力，而且受附加弯矩的作用，一般应尽量避免使用。但是，这种链节的弹性较好，可以缓冲和吸振，故在重载、有冲击、经常正反转条件下工作时，可采用全部由过渡链节组成的**弯板链**。



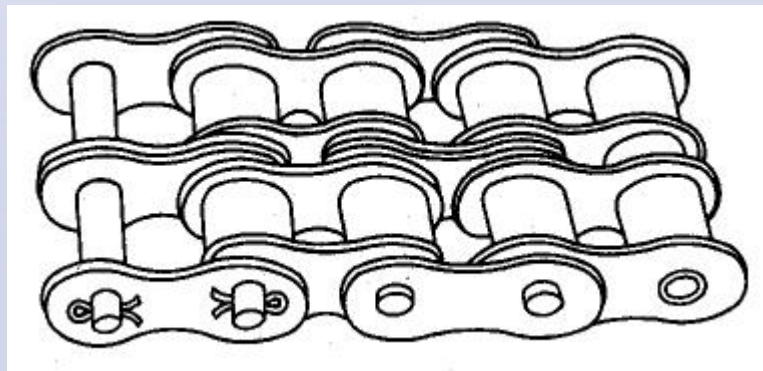


第6节 链传动及其结构

1. 滚子链

需要传递较大功率时，可采用多排链，如双排链或三排链。多排链可视为几条单排链用长销轴联接构成。排数越多，承载能力越大，但制造和装配误差也越大，各排链受载不均现象越严重，故排数一般不超过4。

滚子链已经标准化，分为A、B、C、H系列，常用A系列。

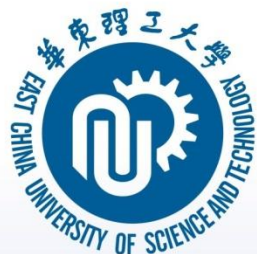


链的标记方法：

链号—排数—链节数 标准号

例：A系列、节距31.75mm、双排、60节的滚子链标记为：

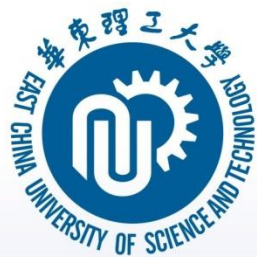
20A—2—60 GB / T1243—2006



第6节 链传动及其结构

滚子链规格和主要参数

| 链号 | 节距P | 排距P1 | 滚子外径b1 | 内链条内宽b1 | 销轴直径 d2 | 内链板高 度h2 | 极限拉伸载荷 (单排) F _{lim} | 每米质量 (单排) |
|-----|--------|-------|--------|---------|------------|-------------|---------------------------------|--------------|
| | mm | | | | | | KN | kg/m |
| 05B | 8 | 5.64 | 5 | 3 | 2.31 | 7.11 | 4.4 | 0.18 |
| 06B | 9.525 | 10.24 | 6.35 | 5.72 | 3.28 | 8.26 | 8.9 | 0.4 |
| 08B | 12.7 | 13.92 | 8.51 | 7.75 | 4.45 | 11.81 | 17.8 | 0.7 |
| 08A | 12.7 | 14.38 | 7.95 | 7.85 | 3.96 | 12.07 | 13.8 | 0.6 |
| 10A | 15.875 | 18.11 | 10.16 | 9.4 | 5.08 | 15.09 | 21.8 | 1 |
| 12A | 19.05 | 22.78 | 11.91 | 12.57 | 5.94 | 18.08 | 31.1 | 1.5 |
| 16A | 25.4 | 29.29 | 15.88 | 15.75 | 7.92 | 24.13 | 55.6 | 2.6 |
| 20A | 31.75 | 35.76 | 19.05 | 18.9 | 9.53 | 30.18 | 86.7 | 3.8 |
| 24A | 38.1 | 45.44 | 22.23 | 25.22 | 11.1 | 36.2 | 124.6 | 5.6 |
| 28A | 44.45 | 48.87 | 25.4 | 25.22 | 12.7 | 42.24 | 169 | 7.5 |

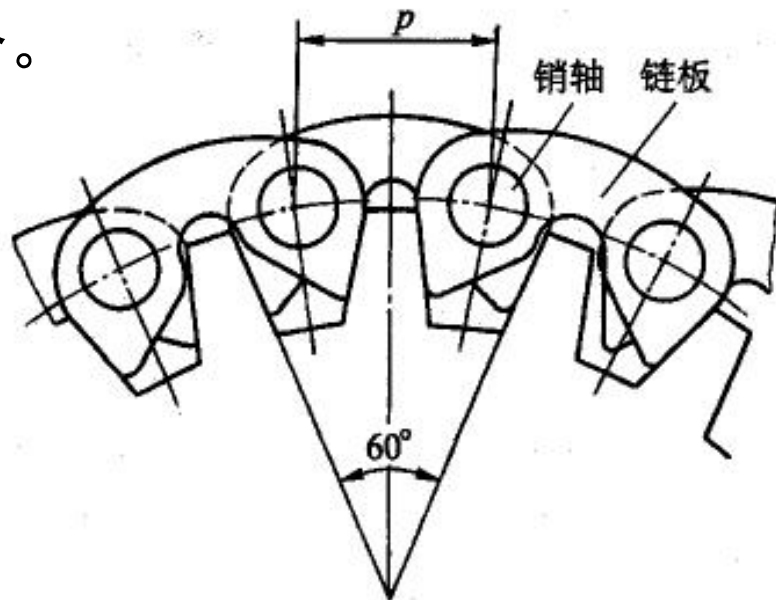
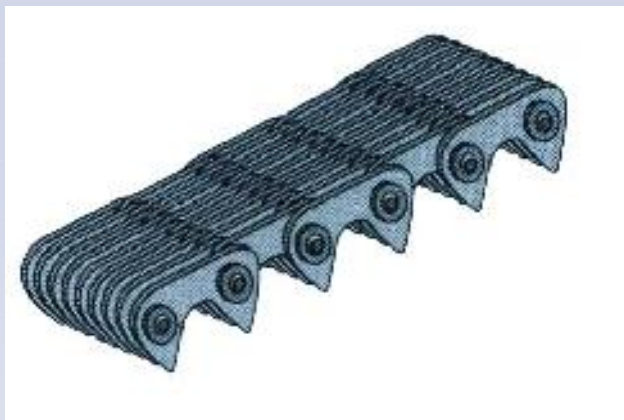


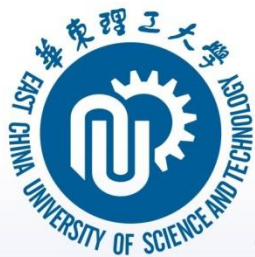
第6节 链传动及其结构

2. 齿形链

齿形链由成组的**齿形链板**左右交错排列，并用**铰链**联接而成，链板两侧为直边，夹角一般为 60° 。

与滚子链相比，齿形链传动平稳，承受冲击性能好，噪声小，但价格较贵，结构复杂，较重，多用于高速（链速可达 40m/s ）和运动精度要求较高的场合。



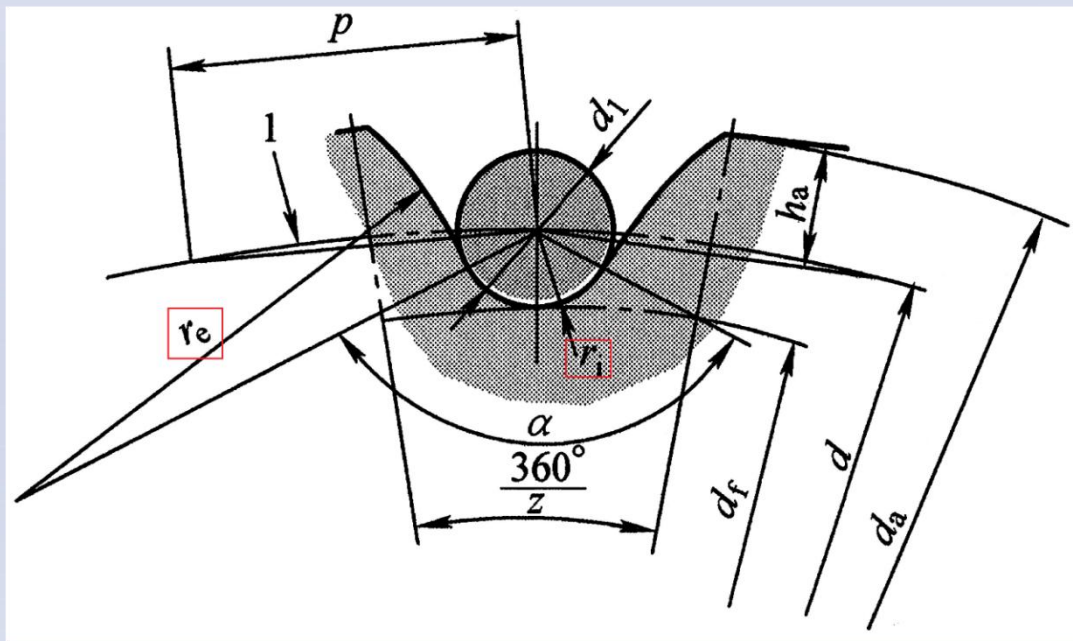


第6节 链传动及其结构

三、链轮的齿形

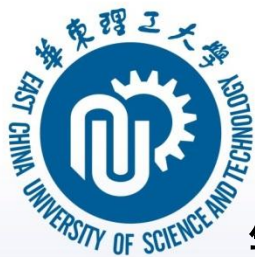
三圆弧齿形（3R）

GB/T 1243-2006规定滚子链链轮的端面齿槽形状，是由 r_i 和 r_e 为半径的两段圆弧在滚子链定位圆弧角 α 处光滑连接（相切）而成，故称双圆弧齿形。



实际齿槽的形状必须在规定的尺寸范围内，即在最小齿槽形状和最大齿槽形状之间。

双圆弧齿形用标准刀具加工，在链轮零件图上不必画出轮齿的端面齿形，只需注明“齿形按GB/T1243—2006规定制造”。

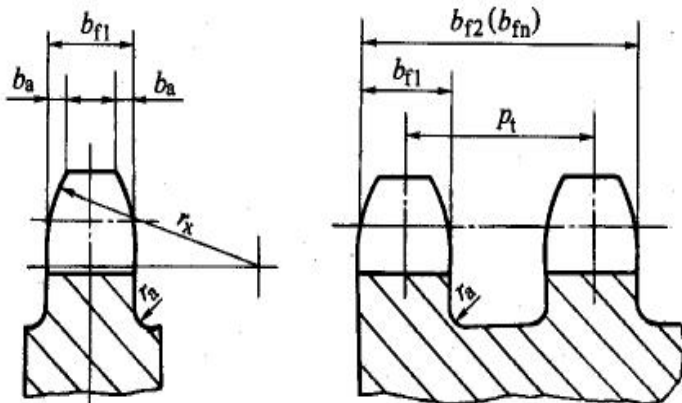


第6节 链传动及其结构

链轮的**轴向齿形**和尺寸也应符合GB/T1243-2006的规定，
且要在链轮的零件图上绘出轴面齿形并标注主要尺寸。

滚子链链轮的轴向齿廓尺寸

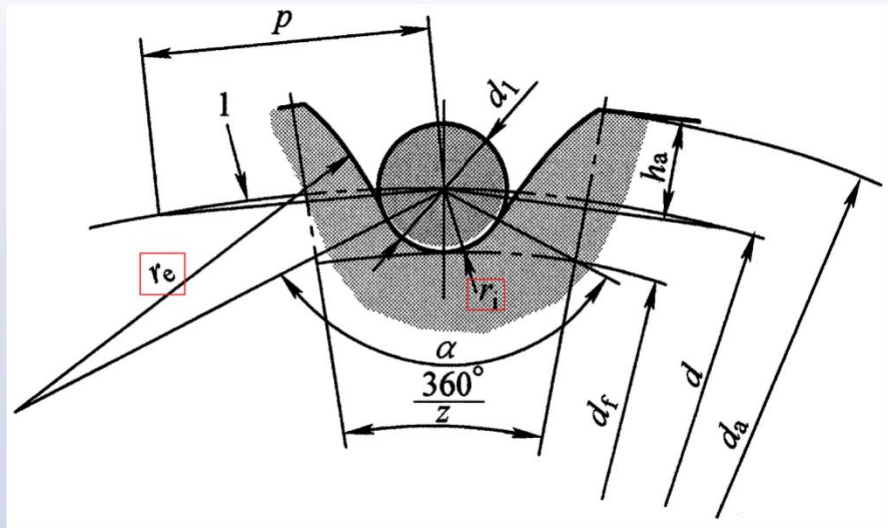
(mm)

| 名 称 | | 代 号 | 计 算 公 式 | | 备 注 |
|----------------|----------------------|----------|---|-------------------------------------|--|
| | | | $p \leq 12.7$ | $p > 12.7$ | |
| 齿 宽 | 单 排 双排、三排 四排以上 | b_{fl} | $0.93b_1$ $0.91b_1$ $0.88b_1$ | $0.95b_1$ $0.93b_1$ $0.93b_1$ | $p > 12.7$ 时, 经制造厂家同意, 亦可使用 $p \leq 12.7$ 时的齿宽。 b_1 为内链节内宽, 见 |
| 倒角宽 | | b_a | $b_a = (0.1 \sim 0.15)p$ | |  |
| 倒角半径 | | r_x | $r_x \geq p$ | | |
| 齿侧凸缘(或排间槽)圆角半径 | | r_a | $r_a \approx 0.04p$ | | |
| 链轮齿总宽 | | b_{fn} | $b_{fn} = (n - 1)p_t + b_{fl}$ n 为排数 | | |



链轮的主要尺寸计算公式

绕在链轮上的链节销轴中心所在的圆周称为链轮的分度圆，其直径用 d 表示，链轮的主要尺寸：



分度圆直径

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

正多边形求解

齿顶圆直径

$$d_{a \max} = d + 1.25p - d_1$$

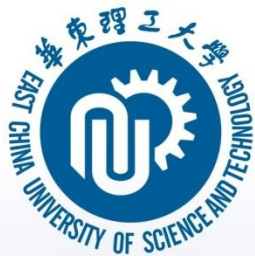
$$d_{a \min} = d + p(1 - \frac{1.6}{z}) - d_1$$

 d_1 : 滚子直径

z : 链轮齿数

齿根圆直径

$$d_f = d - d_1$$

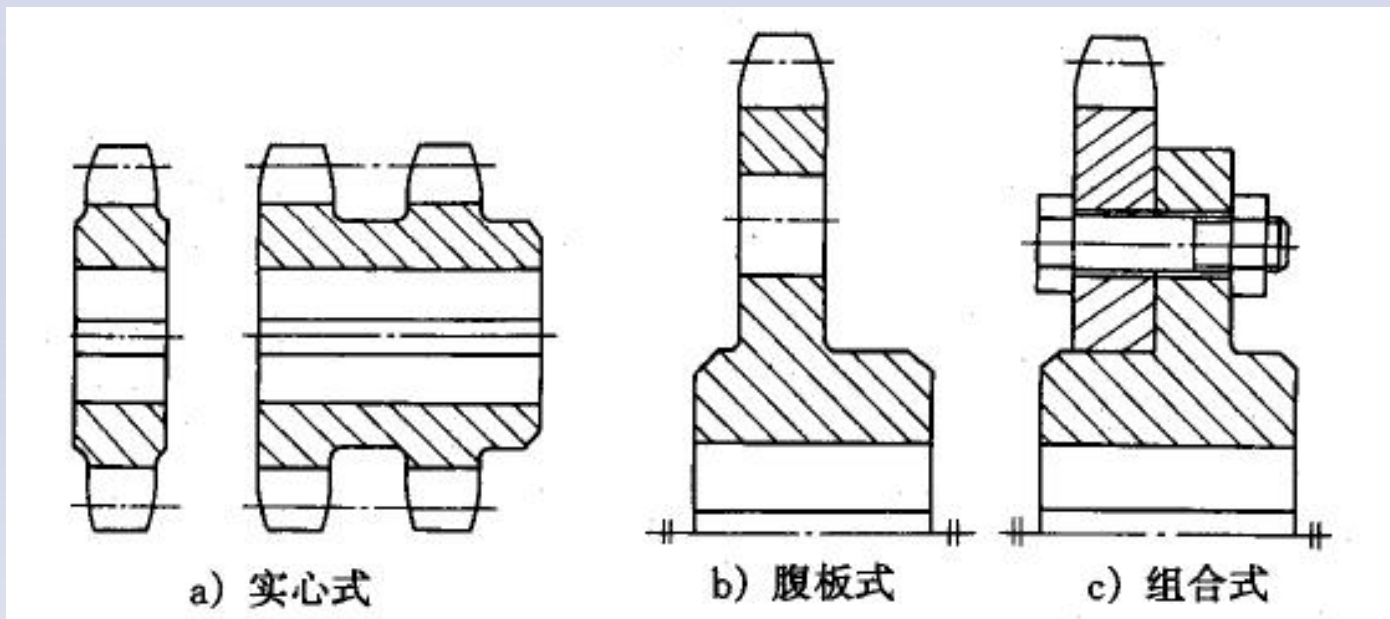


第6节 链传动及其结构

四、链轮的结构及材料

1. 链轮的结构

链轮可根据直径大小制成**实心式**、**腹板式**或**组合式**等结构形式。组合式链轮的齿圈磨损后可以更换。



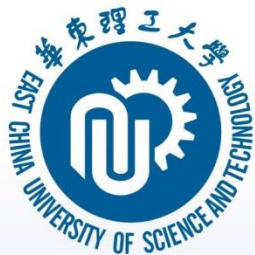


第6节 链传动及其结构

2. 链轮的材料

链轮轮齿应具有足够的强度和耐磨性。其材料通常多为**优质碳素钢**或**合金钢**并进行**热处理**，对于尺寸较大的链轮也可用碳素钢焊接而成。

此外，由于传动中，小链轮的啮合次数比大链轮多，故**小链轮的材料应优于大链轮**。

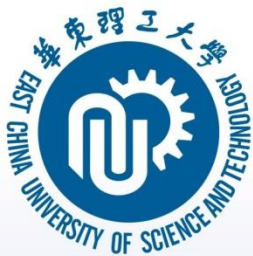


第6节 链传动及其结构

2. 链轮的材料

链轮常用材料及应用

| 材 料 | 热 处 理 | 齿 面 硬 度 | 应 用 |
|--------------------|--------------|-------------------------|------------------------|
| 15、20 | 渗碳 + 淬火 + 回火 | 50~60HRC | $z \leq 25$, 有冲击载荷的链轮 |
| 35 | 正火 | 160~200HBS | $z > 25$ 的链轮 |
| 45、50、ZG310—570 | 淬火 + 回火 | 40~50HRC | 无剧烈振动及冲击载荷的链轮 |
| 15Cr、20Cr | 渗碳 + 淬火 + 回火 | 50~60HRC | $z < 25$ 的大功率链轮 |
| 40Cr、35SiMn、35CrMo | 淬火 + 回火 | 40~50HRC | 重要的、使用 A 系列滚子链的链轮 |
| Q235、Q255 | 焊接后退火 | $\approx 140\text{HBS}$ | 中低速、中等功率、直径较大的链轮 |



第7节 链传动的运动特性与受力分析

一、链速和传动比的不均匀性

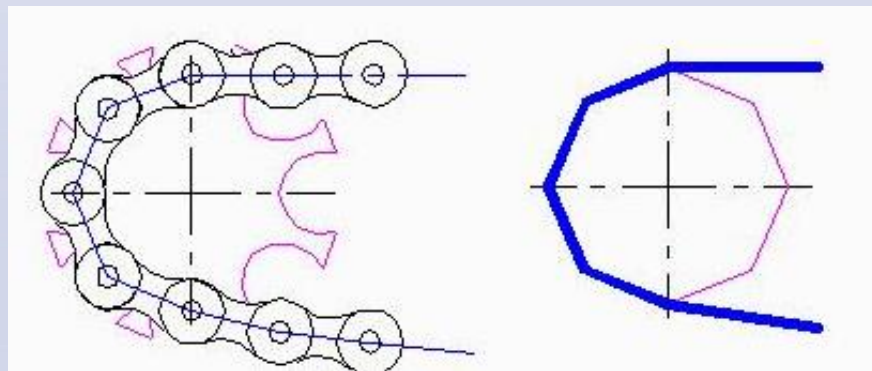
链传动中，链与链轮的啮合可以看做链绕在正多边形轮上并随之转动，正多边形的边长等于链的节距 p ，边数等于链轮齿数 z 。链轮转动一周，链转过的长度为 zp 。

链的**平均速度**：

$$v = \frac{n_1 z_1 p}{60 \times 1000} = \frac{n_2 z_2 p}{60 \times 1000}$$

可得链传动的**平均传动比**：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$



链的平均速度和平均传动比都等于常数。但事实上，即便主动轮的角速度 ω_1 为常数，链速 v 和从动轮的角速度 ω_2 也都是变化的。



第7节 链传动的运动特性与受力分析

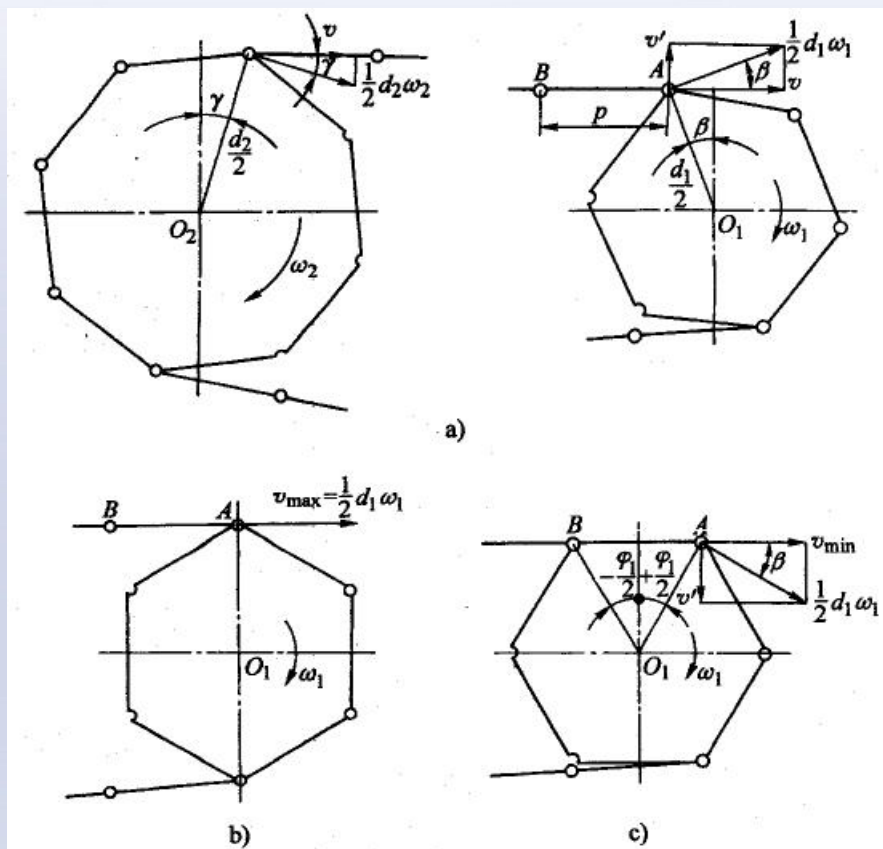
一、链速和传动比的不均匀性

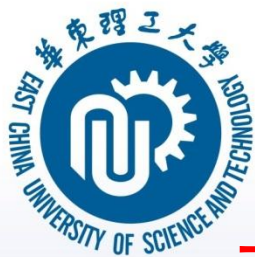
图a为主动轮1和从动轮2在传动中的一个任意位置。为便于分析，假设链的紧边在传动中总是处于水平位置。

主动轮1： 链的绝对速度等于处在最高位置的销轴A的速度，而销轴A和链轮上的A点具有相同的圆周速度，都等于 $\frac{1}{2}d_1\omega_1$ 。

因此，链在水平方向上的速度为

$$v = \frac{1}{2}d_1\omega_1 \cos \beta$$





第7节 链传动的运动特性与受力分析

一、链速和传动比的不均匀性

从销轴A啮入链轮到下一销轴B啮入链轮的过程中，A始终处于最高位置，其间

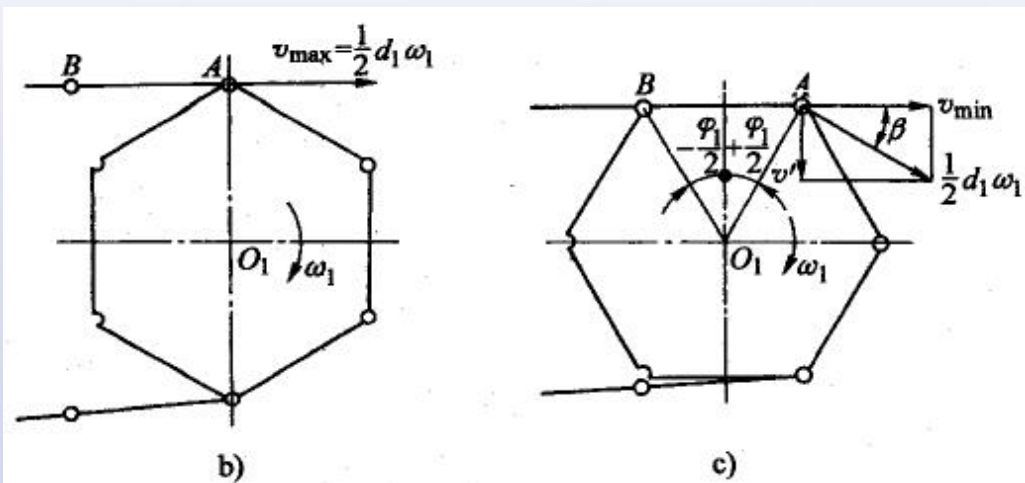
$$-\frac{\varphi_1}{2} \leq \beta \leq \frac{\varphi_1}{2} \quad (\varphi_1 = \frac{360^\circ}{z})$$

当 $\beta = 0^\circ$ 时

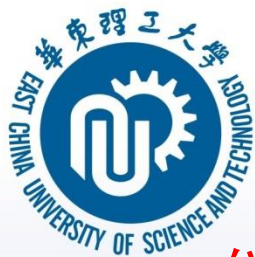
$$v = v_{\max} = \frac{1}{2} d_1 \omega_1$$

当 $\beta = \pm \varphi_1$ 时

$$v = v_{\min} = \frac{1}{2} d_1 \omega_1 \cos \frac{\varphi_1}{2}$$



∴ 链速由小到大，又由大到小变化，每转过一个链节，就重复一次上述变化，从而导致了链速的不均匀性。链轮齿数越少， β 角变化范围越大，链速的不均匀性就越严重。

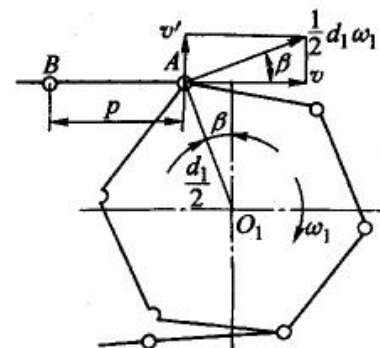
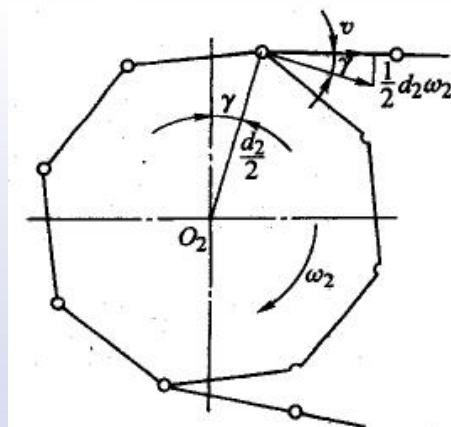


第7节 链传动的运动特性与受力分析

一、链速和传动比的不均匀性

在相同周期内，链沿铅垂方向的分速度为：

$$v' = \frac{1}{2} d_1 \omega_1 \sin \beta$$



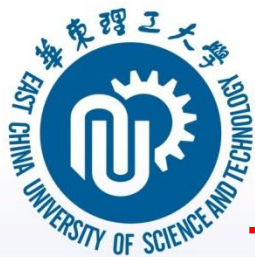
链沿铅垂方向的分速度也在作周期性变化，变化趋势为由大到小，再由小到大，从而使链在运动中不断上下抖动。

同理，从动轮2，链的水平速度与从动轮角速度之间的关系为：

$$v = \frac{1}{2} d_2 \omega_2 \cos \gamma$$

$$-\frac{180^\circ}{z} \leq \gamma \leq \frac{180^\circ}{z}$$

由于链速 v 和 γ 角的周期性变化，导致了从动轮角速度 ω_2 也作周期性变化。



第7节 链传动的运动特性与受力分析

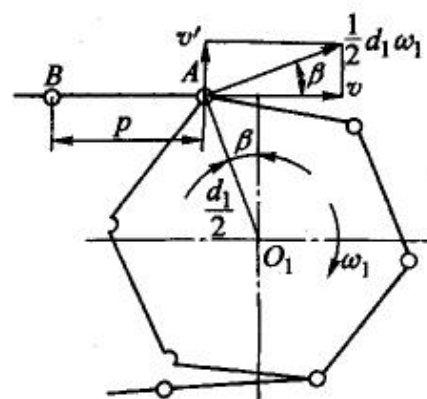
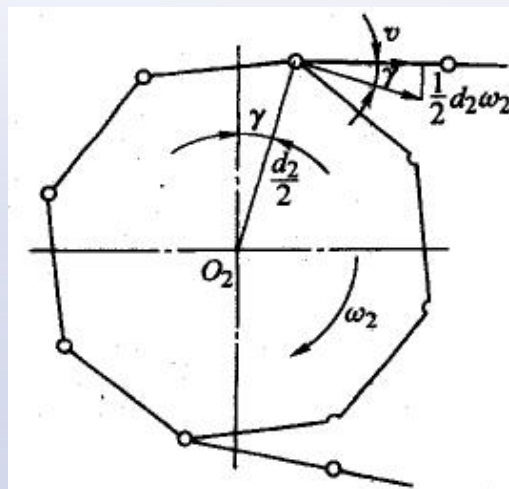
一、链速和传动比的不均匀性

链传动的“多边形效应”

由于

$$\left. \begin{aligned} v &= \frac{1}{2} d_1 \omega_1 \cos \beta \\ v &= \frac{1}{2} d_2 \omega_2 \cos \gamma \end{aligned} \right\}$$

➡ $d_1 \omega_1 \cos \beta = d_2 \omega_2 \cos \gamma$

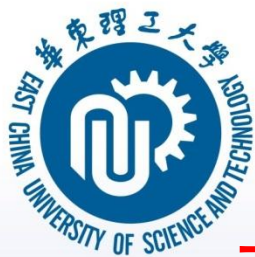


链传动瞬时传动比: $i' = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \gamma}{d_1 \cos \beta}$

链轮分度圆直径:

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)}$$

链传动的**瞬时传动比**在一般情况下不是恒定值。只有当 $z_1=z_2$ ，且链的紧边长度恰为链节距 p 的整数倍（可保证 γ 与 β 在每个瞬时都相等）时，才能得到恒定的瞬时传动比。



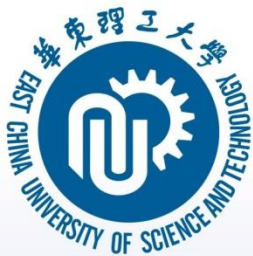
第7节 链传动的运动特性与受力分析

一、链速和传动比的不均匀性

1. 链速和从动轮角速度做周期性变化，使链传动产生动载荷
2. 链轮转速越高，链节距越大，链轮齿数越少，工作时产生的动载荷越大。

链节与链轮轮齿进入啮合时，以一定的相对速度接近，使传动产生冲击载荷。链速在铅垂方向上的变化以及链在起动、制动、反向等情况下出现的惯性冲击，也使传动产生动载荷。

为了减小动载荷，提高传动的平稳性，在链传动设计中应选用较小的链节距，适当增加链轮的齿数，并限制链轮的最高转速。



第7节 链传动的运动特性与受力分析

二、链传动的受力分析

链传动在工作中，紧边与松边受力不同。不考虑动载荷，作用在链上的力有：

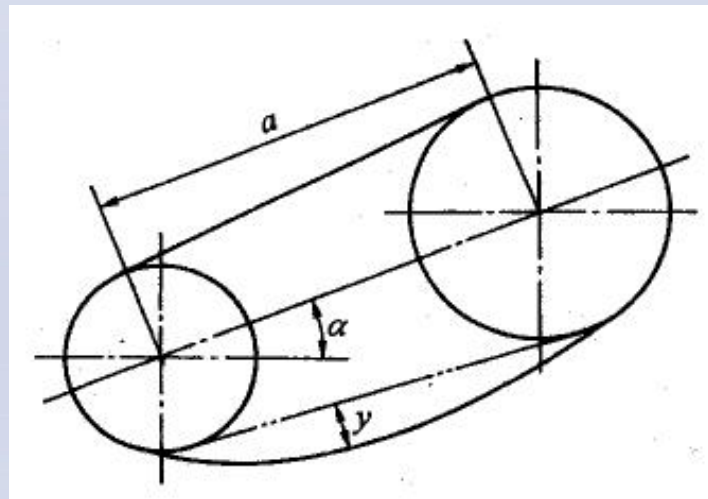
1、工作拉力 $F_1 = 1000 \frac{P}{v}$

只作用在链的紧边上

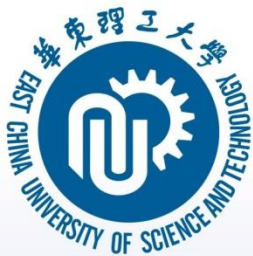
2、离心拉力 $F_2 = qv^2$

离心拉力由链随链轮转动的离心力产生的，作用在链的全长上。

3、链的垂度拉力 $F_3 = K_y qga$



P 传递的功率(kW)； v 链速(m/s)； q 单排链单位长度上的质量(kg/m)； a 中心距(m)； g 重力加速度(m/s²)； K_y 垂度系数。



第7节 链传动的运动特性与受力分析

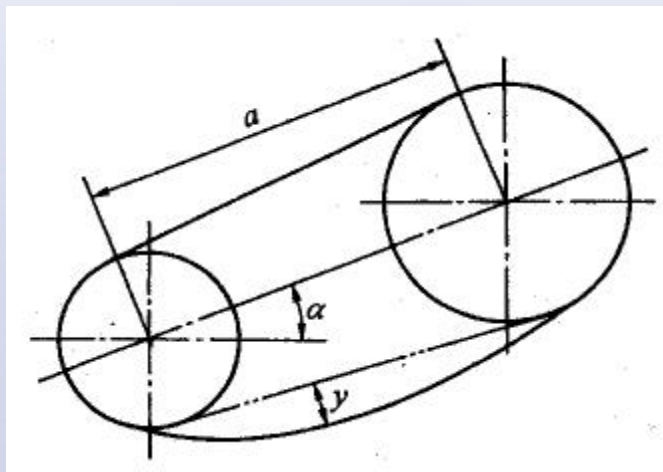
二、链传动的受力分析

链的紧边拉力由三部分组成，松边拉力由两部分组成。

紧边拉力总和 $F = F_1 + F_2 + F_3$

松边拉力总和 $F' = F_2 + F_3$

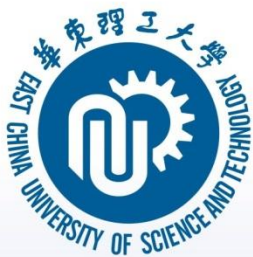
在一周运转过程中，链承受变载荷的作用。



因为离心力对轴不产生压力，所以作用在轴上的载荷 F_Q 等于紧、松两边拉力之和减去两边的离心拉力，即：

轴上的载荷 $F_Q = F + F' - 2F_2 = F_1 + 2F_3$

实际上，垂度拉力比较小，通常近似取 $F_Q = 1.2F_1$



第8节 滚子链传动的设计计算

一、链传动的失效形式

链轮的主要失效形式是轮齿磨损。链条强度不如链轮高, 所以一般链传动的失效主要是链条的失效, **滚子链的失效形式**。

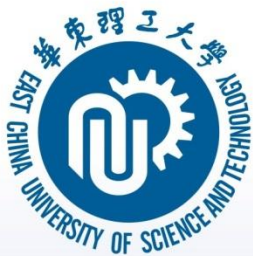
1、疲劳破坏

2、铰链磨损

3、冲击破坏 经常起动、反转、制动的链传动, 销轴、套筒、滚子等元件常会发生冲击疲劳破坏。

4、胶合 润滑不良或转速过高, 都会使销轴与套筒的接触表面产生胶合破坏。

5、过载拉断 多发生在低速、重载条件下。通常当链速 $v < 0.6 \text{m/s}$ 时, 需要校核链的静强度。



第8节 滚子链传动的设计计算

一、链传动的失效形式

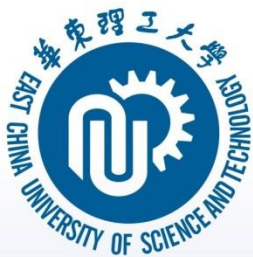
1、疲劳破坏

在链传动中，由于松边和紧边的拉力不同，使得链条所受的拉力是变应力，当应力达到一定数值，且经过一定的循环次数后，链板、滚子、套筒等组件会发生疲劳破坏。



疲劳破坏是闭式链传动的主要失效形式。

在正常润滑条件下，链的疲劳破坏是决定链传动承载能力的主要因素。

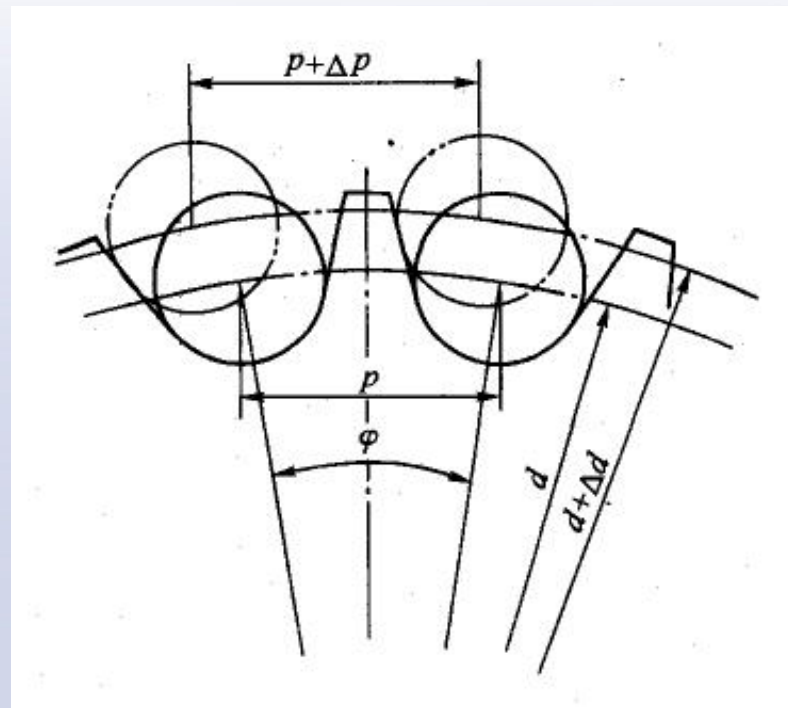


第8节 滚子链传动的设计计算

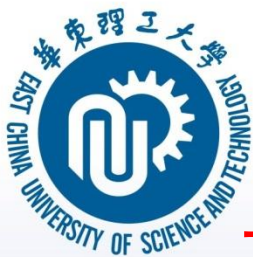
一、链传动的失效形式

2、铰链磨损

链在进入啮合和退出啮合时，销轴与套筒接触表面产生相对滑动，使铰链磨损，链节距加大，从而导致链节向轮齿齿顶方向移动，磨损严重时常会出现跳齿和脱链现象。



铰链磨损是开式链传动的主要失效形式。



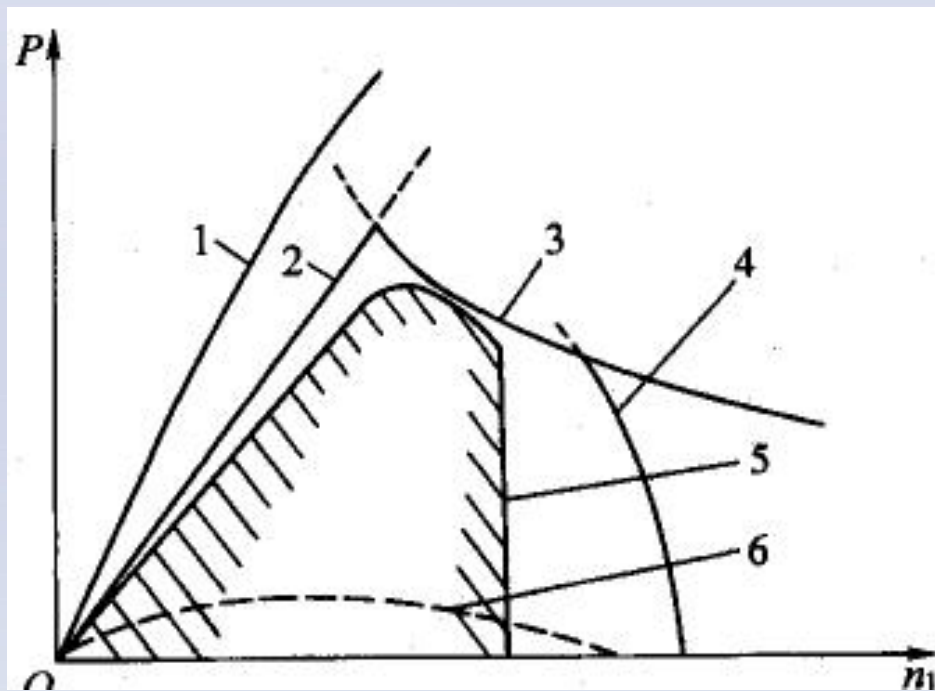
第8节 滚子链传动的设计计算

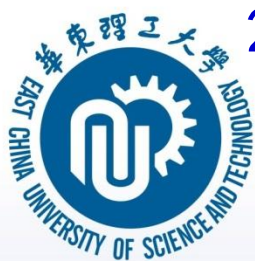
二、功率曲线与额定功率

1、极限功率曲线

链传动的失效形式限制了传动的承载能力。如图为链在一定使用寿命和具有良好润滑的条件下，各种失效形式限定的**极限功率曲线**。

- 1—铰链磨损限定的极限功率曲线
- 2—链板疲劳强度限定的极限功率曲线
- 3—冲击疲劳强度限定的极限功率曲线
- 4—胶合破坏限定的极限功率曲线
- 5—实际使用的额定功率曲线
- 6—润滑不良、工作条件恶劣等情况下的功率曲线

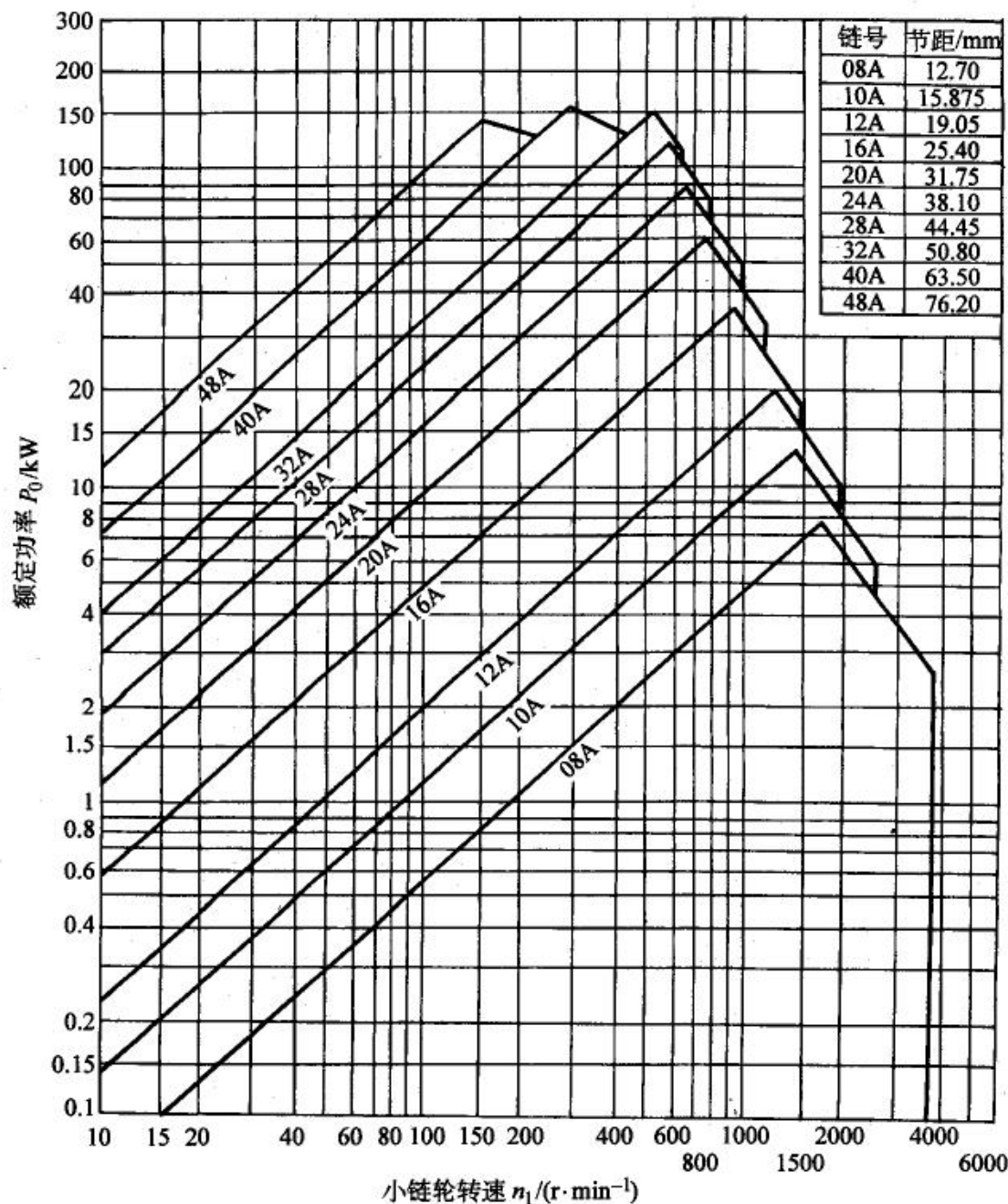




2、额定功率曲线

右图为A系列单排滚子链的额定功率曲线，是在**特定实验条件**下得到的。

特定实验条件：单排滚子链，两轴水平布置，大、小链轮共面， $z_1=19$ 、链长 $L_p=100$ 节，按**推荐使用的润滑方式**润滑，链的工作寿命为15000h，载荷平稳，链因磨损引起的相对伸长量不超过3%。





第8节 滚子链传动的设计计算

2、额定功率曲线

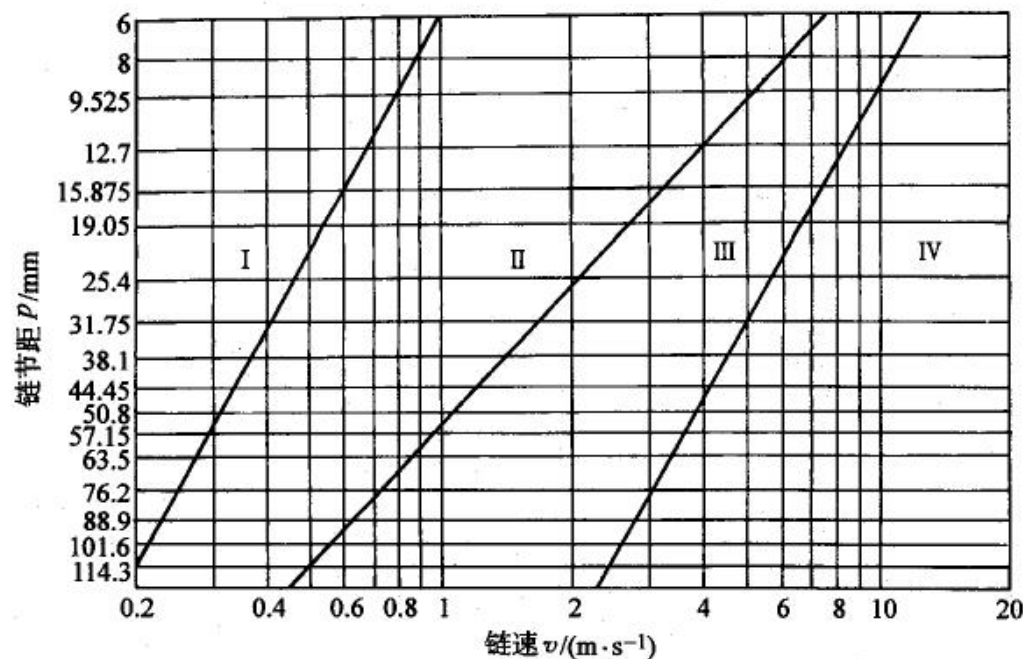
若不能按推荐的方式润滑，图中 P_0 将降低：

当 $v \leq 1.5 \text{ m/s}$ 时，降至 $(0.3 \sim 0.6)P_0$ ；

当 $1.5 \text{ m/s} < v \leq 7 \text{ m/s}$ 时，降至 $(0.15 \sim 0.3)P_0$ ；

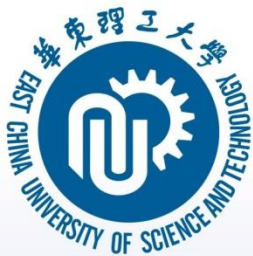
当 $v > 7 \text{ m/s}$ 而润滑又不良时，传动不可靠，应避免使用。

推荐使用的润滑方式



I—人工定期润滑 II—滴油润滑 III—油浴或飞溅润滑 IV—压力喷油润滑

设计中，当 P_0 与 n_1 已知时，可按上图选择所需链的型号。



第8节 滚子链传动的设计计算

三、主要参数的选择

1. 传动比

一般取链传动的传动比 $i \leq 7$ ，最好为3左右。

传动比过大，将会使小链轮包角过小，啮合齿数过少，从而加速轮齿的磨损。但对于载荷平稳的低速传动，传动比可以达到10。

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

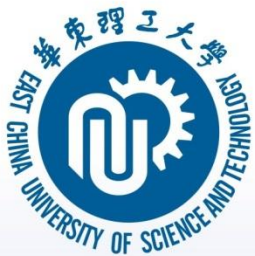


第8节 滚子链传动的设计计算

2. 链轮齿数

链轮齿数对传动的平稳性和使用寿命有直接的影响。齿数过少时，将增大传动的运动不均匀性和动载荷；同时增大链节在进入和退出链轮时的相对转角，增大链的工作拉力，加速链节的磨损。因此，链轮齿数不宜过少。通常根据链速确定小链轮齿数。当链速很低时，允许 $z_{\min}=9$ 。

| 小链轮齿数 | | | | |
|-------------------------|-----------|-------------------|-------------------|-----------|
| 链速 $v/(m \cdot s^{-1})$ | <0.6 | $0.6 \sim 3$ | $3 \sim 8$ | >8 |
| 齿数 z_1 | ≥ 13 | $\geq 15 \sim 17$ | $\geq 19 \sim 21$ | ≥ 23 |



第8节 滚子链传动的设计计算

2. 链轮齿数

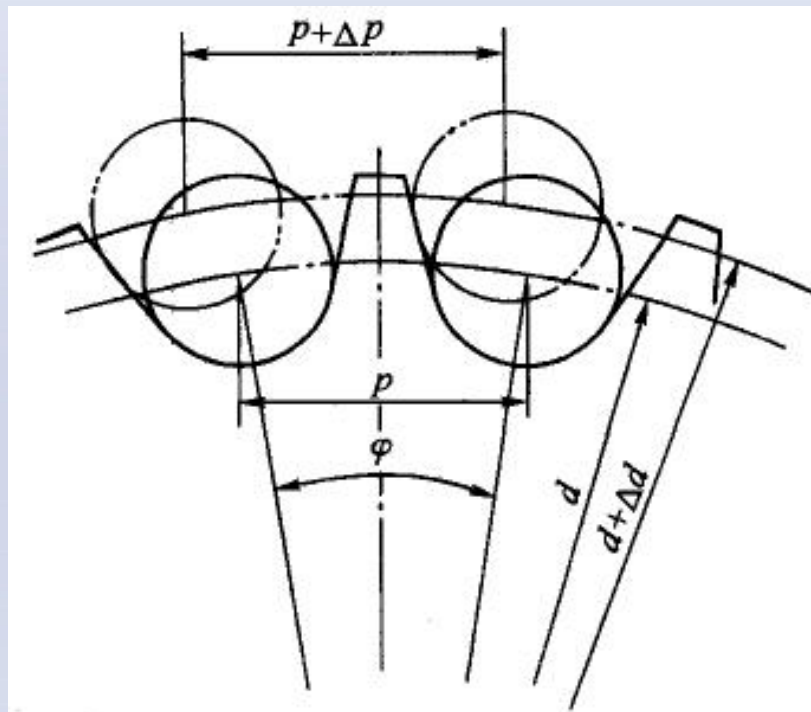
大链轮齿数 $z_2 = iz_1$ ，通常取 $z_2 \leq 120$ 。这是因为链轮齿数过多时，不但会增大传动尺寸，而且链节磨损后容易产生脱链现象。

为使各链节磨损均匀，链长 L_p 取偶数时，链轮齿数最好取奇数。

链节磨损引起的链节距增量 Δp 与链轮分度圆直径的增量 Δd 的关系为：

$$\Delta d = \frac{\Delta p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

即当 Δp 一定时， z 越多， Δd 越大，链节越靠近齿顶，更容易导致脱链现象。

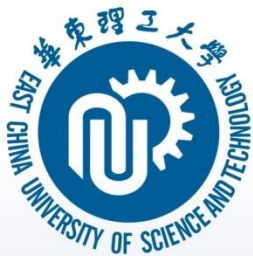




第8节 滚子链传动的设计计算

4. 链节距

链节距 p 越大，其承载能力越高，但运动不均匀性、动载荷和噪声也越大。因此，在满足承载能力的前提下，应选取较小的链节距。高速、重载时宜选用小节距多排链。当载荷和传动比较大，中心距较小时，也宜选用小节距多排链。当传动比较小，速度不太高，而中心距较大时，宜选用大节距单排链。



第8节 滚子链传动的设计计算

5. 链长和中心距

通常初定中心距，然后确定链长 L_p ，一般初选中心距：

$$a_0 = (30 \sim 50)p$$

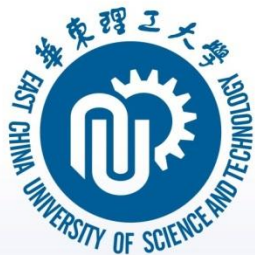
初定中心距后，按下式计算链长

$$L_p = \frac{1}{2}(z_1 + z_2) + 2\frac{a_0}{p} + \frac{p}{a_0} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2$$

计算的链节数应圆整，然后根据圆整的链长计算实际中心距，

即：

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$



第8节 滚子链传动的设计计算

说明：中心距越小，结构尺寸越小，但同时小轮包角越小，参加啮合的齿数越少，而且当链速一定时，单位时间内链节与链轮的啮合次数增加，从而加速链的磨损，为避免参加啮合的链轮齿数过少，通常小链轮包角不宜小于 120° ，故应限制最小中心距：

当 $i < 4$ 时

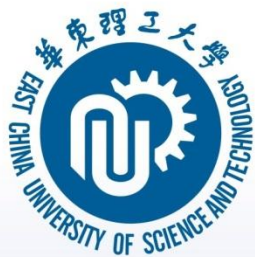
$$a_{\min} = \frac{1}{2}(d_{a1} + d_{a2}) + (30 \sim 50)$$

当 $i \geq 4$ 时

$$a_{\min} = \frac{1}{2}(d_{a1} + d_{a2}) \frac{9+i}{10}$$

中心距过大时，在运转中链容易颤抖，故一般限制：

$$a_{\max} = 80p$$



第8节 滚子链传动的设计计算

四、链传动的设计计算步骤

链传动的设计：在给定原始数据（传递功率，大、小链轮转速）、工作状况、外部环境等条件下，确定链轮齿数、链节距、链长、排数、传动中心距、链轮材料、链轮结构尺寸以及润滑方式等。

当链速 $v \geq 0.6 \text{ m/s}$ 时，设计的一般步骤为：

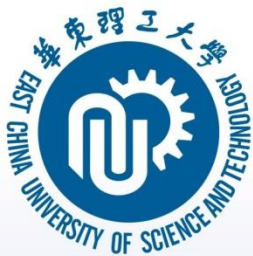
1、确定链轮齿数

初设链速，根据下表选取小链轮齿数 z_1 。

| 小链轮齿数 | | | | |
|-------------------------------------|-----------|------------------|------------------|-----------|
| 链速 $v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$ | <0.6 | $0.6\sim3$ | $3\sim8$ | >8 |
| 齿数 z_1 | ≥ 13 | $\geq 15\sim 17$ | $\geq 19\sim 21$ | ≥ 23 |

用
$$z_2 = iz_1 = \frac{n_1}{n_2} z_1$$

计算大链轮齿数，并作适当圆整。



第8节 滚子链传动的设计计算

2、初定中心距

取 $a_0 = (30 \sim 50)p$

3、确定链长

链长 L_p 由下式计算，并作适当圆整

$$L_p = \frac{1}{2}(z_1 + z_2) + 2\frac{a_0}{p} + \frac{p}{a_0}\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$$

4、确定额定功率

实际工作中链传动的额定功率应满足

$$K_z K_L K_p P_0 \geq K_A P \quad \text{即} \quad P_0 \geq \frac{K_A P}{K_z K_L K_p}$$

式中， P 是传动的名义功率（kW）； K_A 是工况系数； K_z 是小链轮齿数系数； K_L 是链长系数； K_p 是多排链系数。

5、确定链节距 链节距根据传动所需额定功率 P_0 和小链轮的转速 n_1 由额定功率曲线图选取。



第8节 滚子链传动的设计计算

6、计算实际中心距

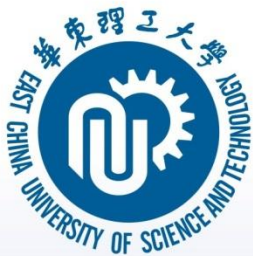
$$a = \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

一般应将链传动设计成中心距可调的结构，以便当链的松边垂度过大时进行调整；中心距不可调整时，应设张紧装置。

7、验算链速

$$v = \frac{n_1 z_1 p}{60 \times 1000} = \frac{n_2 z_2 p}{60 \times 1000}$$

检查链速是否符合选取 z_1 时初设的链速。若不符，应重新选取小链轮齿数再进行计算。



第8节 滚子链传动的设计计算

8、计算作用在轴上的载荷

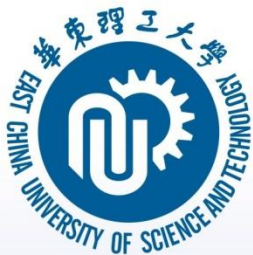
$$F_Q = 1.2F_1$$

9、确定润滑方式和张紧装置

润滑方式根据链速 v 和链节距 p 选定。

张紧装置见第九节。

10、选择链轮材料并确定其结构尺寸。



第8节 滚子链传动的设计计算

【例6-2】设计一锅炉清渣链传动装置。选用Y系列电动机，已知传动功率 $P=5.5\text{kW}$ ，转速 $n_1=750\text{r/min}$ ，工作机转速 $n_2=260\text{r/min}$ ，传动装置倾角 $\alpha=40^\circ$ ，中等冲击，要求中心距可调。

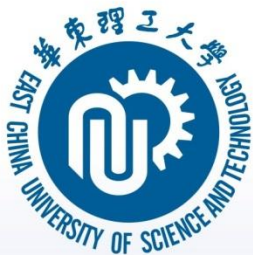
【解】 1. 选定链轮齿数

设链速 $v=3\sim 8\text{m/s}$ ，由表10-13取 $z_1=21$

传动比
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{750}{260} = 2.88$$

大链轮齿数
$$z_2 = iz_1 = 2.88 \times 21 = 60.48$$

取 $z_2=61$



第8节 滚子链传动的设计计算

2. 确定链节距和中心距

初定中心距 $a_0 = 40p$

计算链长

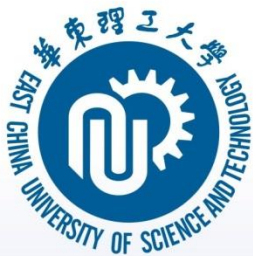
$$\begin{aligned} L_p &= \frac{1}{2}(z_1 + z_2) + 2\frac{a_0}{p} + \frac{p}{a_0}\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \\ &= \frac{1}{2}(21 + 63) + 2 \times \frac{40p}{p} + \frac{p}{40p}\left(\frac{61 - 21}{2\pi}\right)^2 = 122.01 \end{aligned}$$

取 $L_p=122$ 节

工况系数，由表10-14， $K_A=1.3$

由表10-15，小链轮齿数系数
(设链板疲劳)

$$K_Z = \left(\frac{z_1}{19}\right)^{1.08} = \left(\frac{21}{19}\right)^{1.08} = 1.11$$



第8节 滚子链传动的设计计算

2. 确定链节距和中心距

由表10-15，链长系数
(设链板疲劳)

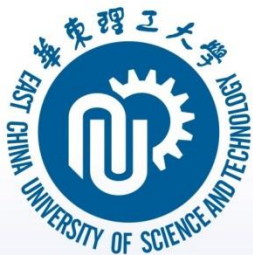
$$K_L = \left(\frac{L_p}{100} \right)^{0.26} = \left(\frac{122}{100} \right)^{0.26} = 1.05$$

由表10-16（单排链），取多排链系数 $K_p=1$

额定功率

$$P_0 \geq \frac{K_A P}{K_z K_L K_p} = \frac{1.3 \times 5.5}{1.11 \times 1.05 \times 1} = 6.13 kW$$

根据 P_0 和 n_1 ，由图10-30，选10A滚子链（与假设链板疲劳相符），链节距 $p=15.875\text{mm}$ 。



第8节 滚子链传动的设计计算

2. 确定链节距和中心距

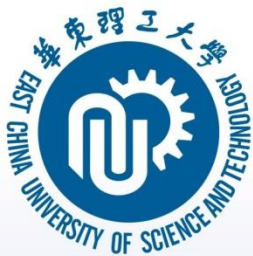
实际中心距

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$
$$= \frac{15.875}{4} \left[\left(122 - \frac{21 + 61}{2} \right) + \sqrt{\left(122 - \frac{21 + 61}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{61 - 21}{2\pi} \right)^2} \right] = 635mm$$

3. 验算链速

$$v = \frac{n_1 z_1 p}{60 \times 1000} = \frac{750 \times 21 \times 15.875}{60 \times 1000} = 4.17 m/s$$

与假设相符



第8节 滚子链传动的设计计算

4. 计算作用在轴上的载荷

工作拉力

$$F_1 = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 5.5}{4.17} = 1319N$$

轴上载荷

$$F_Q = 1.2F_1 = 1.2 \times 1319 = 1583N$$

5. 确定润滑方式

由图10-31，选用油浴或飞溅润滑

6. 链轮结构设计 (略)



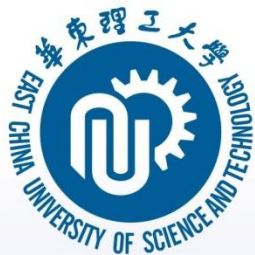
第8节 滚子链传动的设计计算

五、滚子链传动静强度计算

当链速 $v < 0.6\text{m/s}$ 时，链的主要失效形式是静力拉断，故应进行静强度校核。链传动的静强度安全系数应满足的条件为：

$$S = \frac{nF_B}{K_A F} \geq 7$$

式中， S 是链传动的静强度安全系数； n 是链排数； F_B 是单排链极限拉伸载荷； F 是链的紧边总拉力。



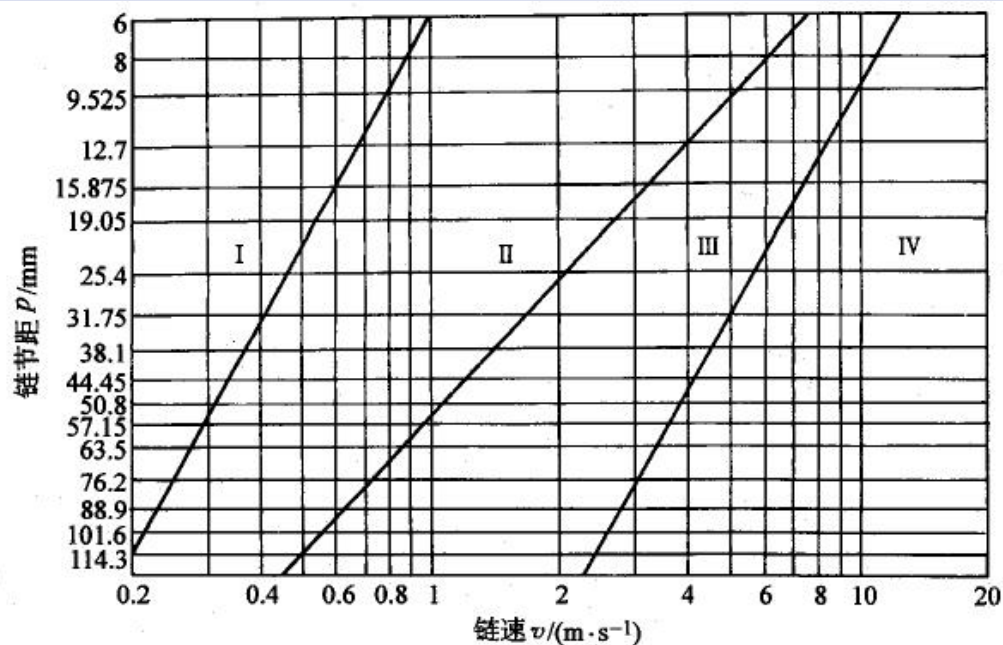
第9节 链传动的正确使用和维护

一、链传动的润滑

良好的润滑可以缓和冲击，减小磨损，延长使用寿命。润滑方式和适用范围如图所示。

润滑油可选用 L-AN32、L-AN46 或 L-AN68 全损耗系统用油。

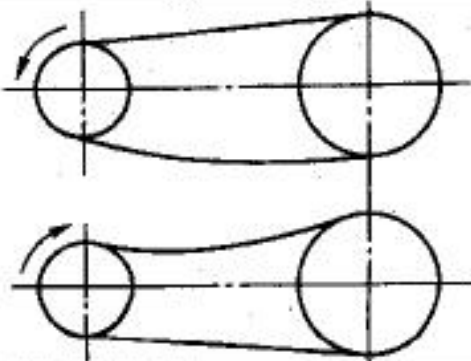
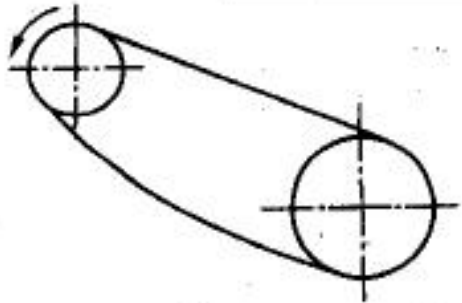
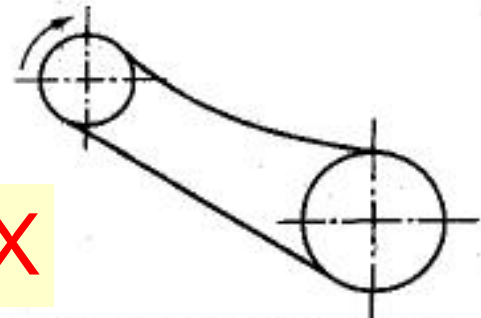
温度高或载荷大时，宜选用粘度高的润滑油；反之，则选用粘度较低的润滑油。



I—人工定期润滑 II—滴油润滑 III—油浴或飞溅润滑 IV—压力喷油润滑

第9节 链传动的正确使用和维护

二、链传动的布置

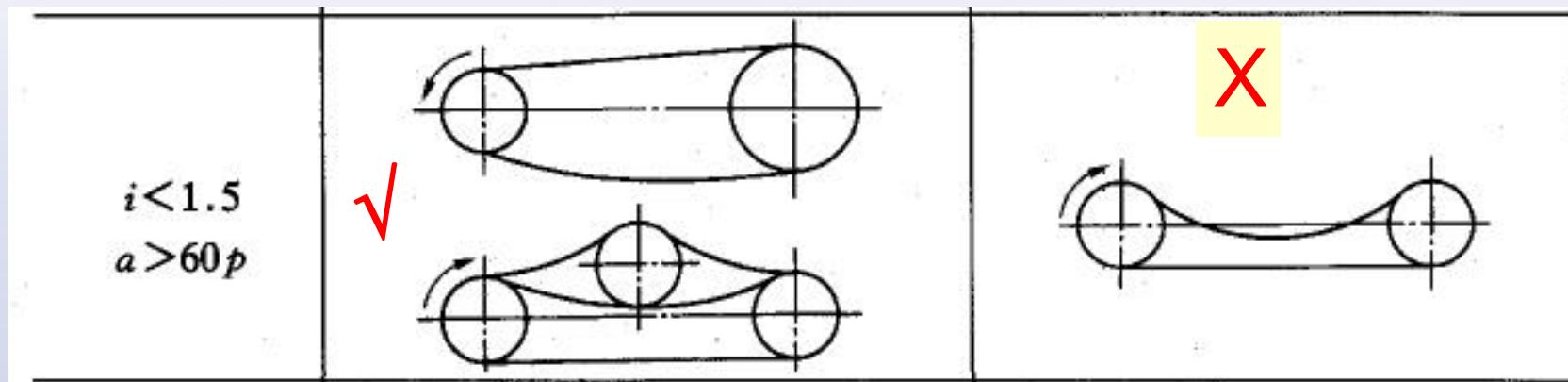
| 传动条件 | 正确布置 | 不正确布置 |
|---------------------------------------|---|--|
| $i = 2 \sim 3$ $a = (30 \sim 50)p$ |  | |
| $i > 2$ $a < 30p$ |  |  |

两轮轴线在**同一水平面**上，**紧边在上面**较好；必要时，也允许紧边在下面。

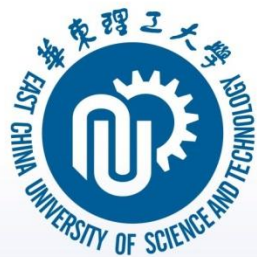
两轮轴线**不在同一水平面**上，**松边应在下面**，否则松边下垂量增大，链条易与小链轮卡死

第9节 链传动的正确使用和维护

二、链传动的布置

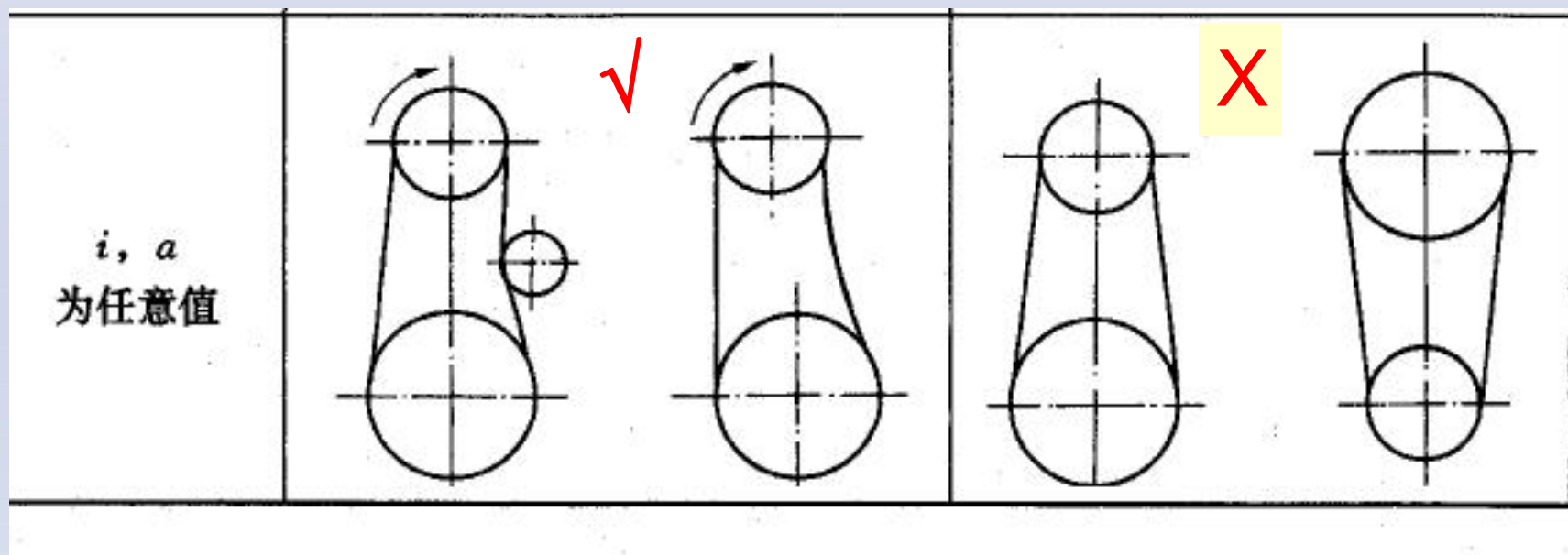


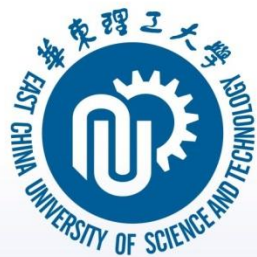
两轮轴线在同一水平面上，松边应在下面，否则下垂量增大，松边可能与紧边相碰，需经常调整中心距



第9节 链传动的正确使用和维护

两轮轴线在同一铅垂面上，下垂量增大，会减少下链轮的有效啮合齿数，降低传动的工作能力，应采用：**中心距可调**；**设张紧装置**；**上下两轮轴线错开**，使其不在同一铅垂面内。



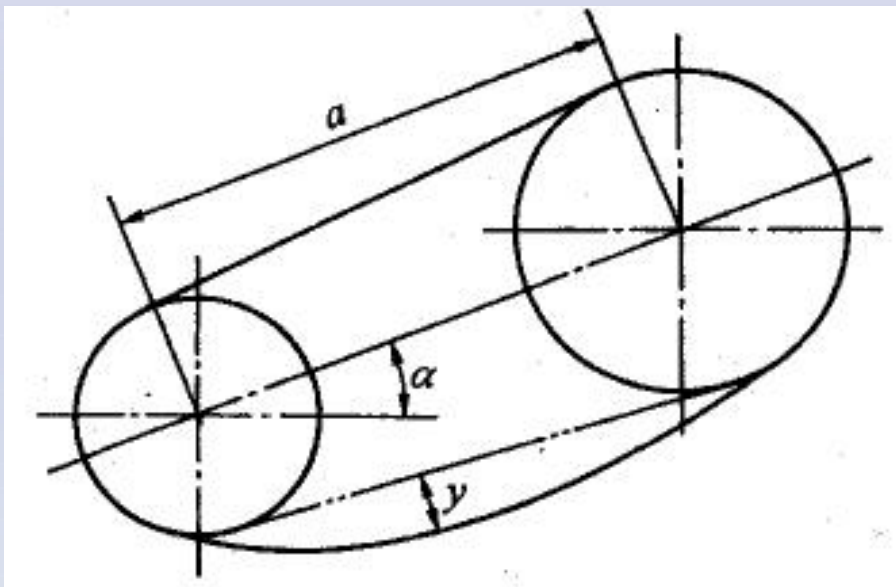


第9节 链传动的正确使用和维护

三、链传动的张紧

张紧目的：减小链松边的垂度，防止啮合不良和链的抖动。

常用的张紧方法：通过增大两链轮的中心距实现张紧。中心距不可调时，可利用**张紧装置**实现张紧。当两链轮中心连线的倾斜角 $\alpha > 60^\circ$ 时，必须增设**张紧装置**。

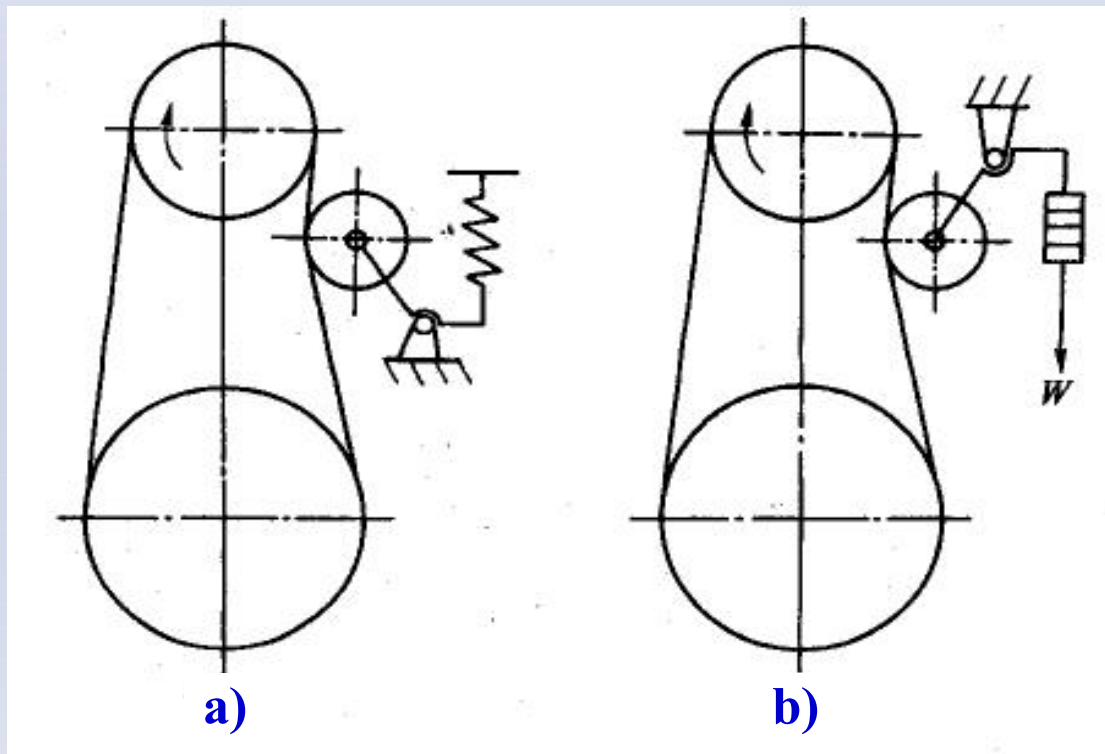


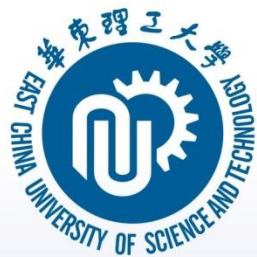


第9节 链传动的正确使用和维护

三、链传动的张紧

1、**张紧轮**（图a、b），通过定期或自动调整张紧轮的位置使链张紧。一般宜将张紧轮装在链的松边且靠近主动轮的位置，张紧轮的直径与小链轮的直径接近为好。

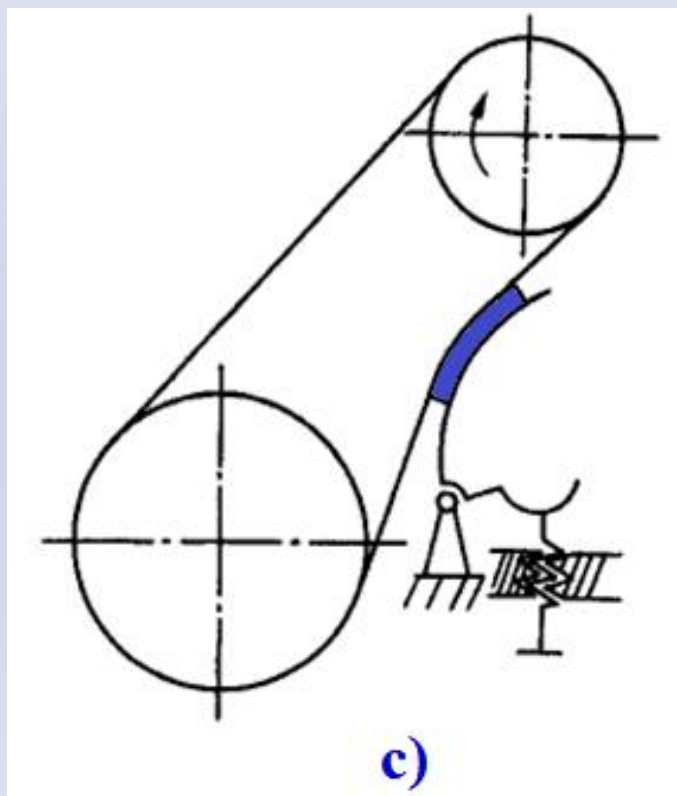


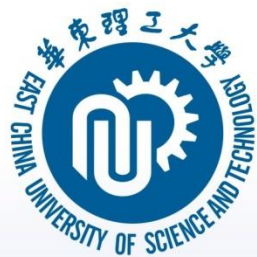


第9节 链传动的正确使用和维护

三、链传动的张紧

2、**托板**（图c），通过调整托板的位置使链张紧。托板上最好衬以橡胶、塑料或胶木，以减小链的磨损。



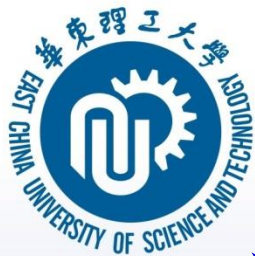


第9节 链传动的正确使用和维护

四、链传动的维护

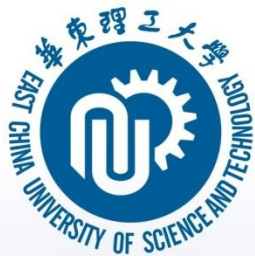
在链传动的使用过程中，应注意保持链与链轮的良好工作状态，定期清洗链与链轮，更换损坏的链节等。

为了保证工作安全，可为链传动设置护罩，护罩同时还可以起到防尘和减小噪声的作用。



本章小结

- 带传动的组成、分类、特点
- 带传动的工作原理、受力分析、设计准则
- 带传动的打滑与弹性滑动
- 带传动的张紧
- 链传动的组成、特点
- 链传动的运动特性、受力分析
- 链传动的失效、功率曲线
- 链传动的布置



本章作业

1. 什么是带的弹性滑动和打滑？引起带弹性滑动和打滑的原因是什么？带的弹性滑动和打滑对带传动性能有什么影响？带的弹性滑动和打滑的本质有何不同？
2. 带传动工作时，带内应力由哪些应力组成，如何变化？最大应力发生在什么位置？
3. 为什么链传动平均传动比是恒定的，而瞬时传动比是变化的，这种变化有无规律？
4. 试从工作原理、结构组成、特点和应用方面，对带传动和链传动作比较。