

带传动

类型和应用

构成：带轮1，带轮2，环形带

原理：靠带与带轮接触弧间的摩擦力或啮合传递运动和动力

包角： $\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times \frac{180^\circ}{\pi}$

带长： $L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$

中心距： $a \approx \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{2}$

摩擦型：平带、V带、多楔带、圆带

啮合型：同步齿形带

原因：安装制造误差，张紧力不足；工作后的塑性变形，带松弛

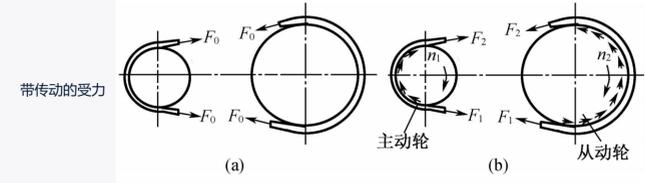
方法：定期张紧；自动张紧

张紧轮：

- 平带：在靠小轮处松边外侧
- V带：在靠大轮松边内侧

张紧位置图 (a) V带张紧位置 (b) 平带张紧位置

优缺点



受力分析

初始状态：带两边拉力相等

紧松边判断：

- 绕入主动轮的一边→紧边
- 绕入从动轮的一边→松边

带传动一般松边在上(边)，可增大包角

紧松边拉力：

- 带增长量 = 带缩短量
- $F_1 - F_0 = F_0 - F_2$
- $F_1 + F_2 = 2F_0$ ①

摩擦力与有效圆周力：

- 带与轮接触面上的总摩擦力，不是作用于某点的集中力
- 松紧边拉力差，即为带传动的有效圆周力F
- $F < F_{fmax}$ 时，正常工作；否则，出现打滑

功率与力：

- $P = Fv$
- $F = \frac{P}{v}$
- 注意计算单位
- 带传动应设置在高速轴

核心条件：带刚要打滑，松紧边拉力满足欧拉公式，即 $\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}$ ③

最大有效圆周力：

- 相关计算公式：联合式①②③得
- $F_1 = F_{ec} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$
- $F_2 = F_{ec} \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$
- $F_{ec} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$

注意最大有效圆周力与各参数的关系

两者数值上相等： $F = F_f = F_1 - F_2$ ②

应力分析

拉应力： $\sigma = \frac{F}{A}$

A带的截面积： $A = \frac{2yE}{d} \approx \frac{Eh}{d}$

其中：

- E—弹性模量
- y—中性层到最外层的距离
- h—带的高度
- d—小轮直径

弯曲应力： $\sigma_b = \frac{2yE}{d} \approx \frac{Eh}{d}$

离心拉应力： $\sigma_c = \frac{qv^2}{A}$

q—线密度

最大应力位置：

- i > 1 (小轮主动)：带绕进小轮处
- i < 1 (大轮主动)：带绕出小轮处

弹性滑动与打滑

打滑：

- 定义：带与带轮之间的相对滑动
- 原因： $F > F_{fmax}$
- 可避免；过载打滑可避免机器损坏，但易带磨损失效
- 位置：小带轮处

弹性滑动：

- 定义：带的弹性变形变化所导致的带与带轮之间的相对运动
- 原因：带是弹性体，工作中带两边拉力不相等，导致 $V_1 > V_{带} > V_2$
- 不可避免
- 带离开带轮的那段接触弧上
- $F \uparrow \Rightarrow$ 弹性滑动 \uparrow
- \Rightarrow 弹性滑动范围 \uparrow 达到一定程度 \Rightarrow 打滑

滑动率： $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\%$

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

V带的计算

组成：抗拉体、顶胶、底胶、包布

V带概述：

- 节宽：带的截面宽度 b_p
- 基准直径：节面宽度相对应的带轮直径 d
- 基准长度：规定张紧力下，位于带轮基准直径上的周线长度 L_d
- 楔角： $\phi = 40^\circ$
- 普通V带(Y、Z、A、B、C、D、E)
- 窄V带(SPZ、SPA、SPB、SPC) $\frac{h}{b_p} = 0.9$

失效形式：打滑、疲劳破坏 $\begin{cases} F > F_{fmax} = F_{ec} \\ \sigma_1 + \sigma_b + \sigma_c = \sigma_{max} > [\sigma] \end{cases}$

设计准则：不打滑、不疲劳破坏 $\begin{cases} F \leq F_{ec} \\ \sigma_{max} \leq [\sigma] \end{cases}$

普通V带计算：

- 计算功率： $P_c = K_A P$ (工况系数(选取))
 - 1. 根据计算功率和小带轮转速确定带的型号
 - 2. 初步确定基准直径并验算速度
3. 确定基准长度和中心距
 - 初选中心距： $0.7(d_1 + d_2) < a_0 < 2(d_1 + d_2)$
 - 选取带长： $L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}$
 - 根据L0查表确定Ld
 - 计算中心距： $a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2}$
4. 验算小带轮包角： $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times \frac{180^\circ}{\pi}$
5. 单根许用功率
 - $P_0 = F_{ec} v / 1000$
 - $F_{ec} \leq F_1 (1 - 1/e^{f\alpha})$
 - $F_1 = \sigma_1 A$
 - $\sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_b - \sigma_c$
 - 查表即可
 - $\Rightarrow P_0 = ([\sigma] - \sigma_b - \sigma_c) (1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}) \frac{vA}{1000}$
6. 非特定条件下修正： $[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L$ 相关参数查表
7. 所需带的根数： $z = \frac{P_c}{[P_0]} = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$
8. 计算单根带初拉力： $F_0 = \frac{500 P_c}{zv} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2$
9. 计算带轮轴上的压力： $F_Q = 2z F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$
10. 设计带轮

特定条件：①载荷平稳 ②特定包角 ③特定基准长度

考虑大带轮弯曲应力较小的功率增量；包角修正系数；带长修正系数

建议z≥6

V带轮的结构

组成：

- 轮缘：安装带
- 轮辐：连接轮缘与轮毂
- 轮毂：安装轴

结构：

- 实心式(直径小)
- 腹板式(中等直径)
- 轮辐式(d>350mm)

常用材料：

- 灰铸铁：HT150；HT200
- 铸钢
- 铸铝
- 塑料

带轮各部分的尺寸通过查设计标准获得