

第三篇 机械传动系统及其设计

第八章 机械传动系统概述

一、传动系统在机械中的作用

传动系统（机器中的传动部分）是置于原动机与执行机构之间，将原动机产生的机械能传送到工作（执行）机构上去的中间装置。它的作用是将原动机的运动参数、运动形式和动力参数变换为工作机构所需要的运动参数、运动形式和动力参数。例如：降低或提高原动机输出的速度，以满足执行机构的需要；把原动机输出的转矩，变换为执行机构所需要的转矩或力；把原动机输出的等速旋转运动，变换为执行部分所需要的运动形式及运动规律等等。传动系统是大多数机器中不可缺少的主要组成部分。传动装置设计与制造的好坏，在机械工业中具有极其重要的意义。本篇中仅介绍机械传动。

二、机械传动的特性及参数

机械传动的运动特性通常用转速、传动比等参数表示。机械传动的动力特性常用效率、功率、转矩等参数表示。

（一）转速 n 、线速度 v 和传动比 i

当机械传动传递回转运动时，设其主动轮的角速度为 ω_1 ，转速为 n_1 ，从动轮的角速度为 ω_2 ，转速为 n_2 ，并用 i 表示其传动比， d 表示回转零件的计算直径， v 表示其线速度，则

$$1) \text{ 转速 } n(\text{r/min}): \quad n = \frac{30\omega}{\pi} \quad (8-1)$$

$$2) \text{ 线速度 } v(\text{m/s}): \quad v = \frac{\pi dn}{60 \times 1000} \quad (8-2)$$

$$3) \text{ 传动比 } i: \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (8-3)$$

对于减速运动， $i > 1$ ；增速运动， $i < 1$ 。

（二）机械效率 η 、功率 P 和转矩 T

1. 机械效率 η

当机械工作时，由原动机经传动系统到工作机构的各传动零件间的功率损耗

用机械效率 η 来估量。设 η_a 为传动系统的总效率，则

$$\eta_a = \frac{\text{有用功}}{\text{总功}} = \frac{P_{\text{输出}}}{P_{\text{输入}}} < 1 \quad (8-4)$$

$$P_{\text{输出}} = P_{\text{输入}} \eta_a$$

式中 P ——功率，单位为 kW；

η_a ——传动系统的总效率， η_a 等于传动系统中各传动效率的连乘积，即 $\eta_a = \eta_1 \eta_2 \cdots \eta_i$ ，各种机械传动、减速器、联轴器和轴承等效率的概略值见机械设计手册。

2. 功率 P

$$\text{转动件} \quad P = \frac{Tn}{9550} \quad (8-5)$$

$$\text{移动件} \quad P = \frac{Fv}{1000} \quad (8-6)$$

式中 T ——转矩，单位为 N·m；

n ——转速，单位为 r/min；

F ——力，单位为 N；

v ——速度，单位为 m/s。

3. 转矩 T

若原动机的额定功率为 P ，其输出轴的转速为 n ，则传动零件上的转矩 T (单位为 N·m) 为

$$T = 9550 \frac{P}{n} \eta_a i \quad (8-7)$$

式中 η_a ——原动机到所计算的传动零件之间运动链的效率；

i ——原动机到所计算的传动零件之间运动链的传动比。

三、机械传动系统的组成及机械传动的主要类型

机械传动系统由各种传动元件或装置（如带传动、链传动、齿轮传动、螺旋传动、连杆机构、凸轮机构等）；轴及轴系零、部件（如轴承、联轴器等）；离合器、制动器等零部件组成。

机械传动根据其传动原理的不同分为：啮合传动（如齿轮传动、蜗杆传动、行星齿轮传动、链传动等）、摩擦传动（如带传动、摩擦轮传动等）和推压传动（如连杆机构、凸轮机构等）。

常用机械传动的主要类型及特性如表 8-1 所示。

表 8-1 常用机械传动的主要类型及特性

传动类型	传递功率/kW	速度/(m·s ⁻¹)	单级传动比	传动效率	主要优缺点
带传动	平带 ~1500, 常用 30 以下; V 带 ≈ 750, 常用 40 ~ 75; 同步带 100 以下	$v \leq 25 \sim 30$ 同步带 $v \leq 40$	平带 $i \leq 4 \sim 5$ V 带 $i \leq 7 \sim 10$ 常用 $i = 2 \sim 4$ 同步带 $i \leq 10$	平带传动 $\eta = 0.94 \sim 0.98$ V 带传动 $\eta = 0.95$ 同步齿形带传动 $\eta = 0.96 \sim 0.98$	中心距适应范围广, 结构简单, 传动平稳, 能缓冲, 可起安全装置作用。制造成本低(同步带属啮合传动, 传动比大而准确, 对轴受力较小)。外廓尺寸大, 轴上受力较大, 传动比不能严格保证, 寿命不高(通常约 3000 ~ 5000h)
链传动	~4000, 常用 100 以下	常用 $v \leq 12 \sim 15$ 最大: $v_{max} \leq 30 \sim 40$	滚子链 $i \leq 8$ 常用 $i = 2 \sim 4$ 齿形链 $i \leq 15$	当 $v \leq 10$ m/s 时, $\eta = 0.95 \sim 0.97$ 当 $v > 10$ m/s 时, $\eta = 0.92 \sim 0.96$ 齿形链传动: $\eta = 0.97 \sim 0.98$	中心距适应范围较大, 平均传动比准确, 比带传动过载能力大。瞬时传动比不确定, 不能用于精密分度机构, 在振动冲击负荷下寿命大为缩短
齿轮传动	直齿: $P_{max} \leq 750$ 圆柱齿轮传动 斜齿、人字齿: $P_{max} \leq 5000$ 直齿锥齿轮传动: $P_{max} \leq 1000$	6 级精度直齿 $v \leq 18$ 6 级精度非直齿 $v \leq 36$ 5 级以上精度可达 $v = 15 \sim 130$ 直齿锥齿轮传动: $v \leq 5$	常用值 闭式直齿圆柱 $i < 3 \sim 5$ 闭式斜齿圆柱 $i < 3 \sim 6$ 闭式圆锥 $i < 2 \sim 3$ 开式圆柱 $i < 4 \sim 6$ 开式圆锥 $i < 4$	8 级精度的一般齿轮(稀油润滑): $\eta = 0.97$ 9 级精度的齿轮传动(稀油润滑): $\eta = 0.96$ 加工开式齿轮传动(干油润滑) $\eta = 0.94 \sim 0.96$ 直齿锥齿轮传动: $\eta = 0.95 \sim 0.98$	工作可靠, 传动比准确, 传动效率高, 寿命长, 结构紧凑, 功率和速度适用范围广。要求制造精度高, 不能缓冲; 在高速传动中, 当精度不高时, 则有噪声
蜗杆传动	通常 $P \leq 50$ 最大 $P_{max} = 300$	滑动速度 $v_s \leq 15$ 个别可达 35	开式 $i \leq 100$ 常用 $i = 15 \sim 60$ 闭式 $i \leq 80$ 常用 $i = 10 \sim 40$	自锁蜗杆 $\eta = 0.40 \sim 0.45$ 单头蜗杆 $\eta = 0.70 \sim 0.75$ 双头蜗杆 $\eta = 0.75 \sim 0.82$ 三头和四头蜗杆 $\eta = 0.82 \sim 0.92$	传动比大且准确, 外廓尺寸小, 运转平稳, 可做自锁传动; 效率低, 中速及高速需用昂贵的青铜; 要求制造精度高

(续)

传动类型	传递功率/kW	速度/(m·s ⁻¹)	单级传动比	传动效率	主要优缺点
渐开线 行星齿 轮传动	中、小功率传 动		$i = 3 \sim 60$	一般 $\eta \geq 0.80$, 最高 0.97 ~ 0.99	传动比大, 结构较定轴齿轮系紧凑; 安装较复杂; 不同类型传动的传动比与效率相差大; 大传动比时效率低
	≤ 45		$i = 10 \sim 100$	$\eta = 0.80 \sim 0.94$	传动比大, 结构紧凑, 重量轻; 行星轮的中心轴受径向力较大, 适用于小功率短期工作
摆线针轮行星传动	中、小功率传 动		$i = 9 \sim 87$	$\eta = 0.90 \sim 0.97$	传动比大, 体积小, 重量轻, 寿命长, 承载能力较少齿差行星传动高; 制造精度要求高; 高速轴转速有限制
谐波齿轮传动	小功率传动		~ 260	$\eta = 0.90$	传动比大, 结构紧凑; 对材料热处理要求高
摩擦轮传动	通常: $P \leq 20$ 最大 $P_{\max} = 200$	通常: $v \leq 20$	通常: $i \leq 7 \sim 10$ 有卸载装置时: $i \leq 15$ 仪器及手动: $i \leq 25$	平摩擦传动 $\eta = 0.85 \sim 0.96$ 槽摩擦传动 $\eta = 0.88 \sim 0.90$ 锥面摩擦传动 $\eta = 0.85 \sim 0.90$	传动平稳无噪声, 有过载保护作用; 轴上受力较大, 工作表面有滑动, 而且磨损较快
螺旋传动	小功率传动	低速传动		滑动螺旋传动 $\eta = 0.3 \sim 0.6$ 滚珠螺旋传动 $\eta \geq 0.9$	平稳无噪声, 运动精度高, 传动比大, 可用做微量调节; 滑动螺旋可做自锁螺旋机构。滑动螺旋效率低, 不宜用于大功率传动; 刚性较差
机械无级变速器	小功率传动		$i \leq 4 \sim 6$	$\eta = 0.85 \sim 0.95$	可均匀变化转速, 结构紧凑, 使用方便; 寿命低; 传递功率小

四、机械传动系统的设计

机械传动系统的基本任务是保证工作机构实现预期的运动要求和传递动力。因此，传动系统的设计任务则是设计合理的传动系统，使原动机的输出与工作机构的输入相匹配，完成其基本任务。

机械传动系统设计的内容包括：根据工作要求拟定出机械传动系统的方案；进行机械传动系统的运动及动力设计；传动系统的机械零、部件的工作能力计算及结构设计。

(一) 机械传动系统的方案设计

机械传动系统的方案设计实质是合理地选择、组配机械传动的类型，以满足机械的工作机构在预期工作条件下的运动及动力要求。传动方案的好坏，对机械产品有非常重要的意义。

机械传动系统的方案设计内容将在第十三章进行讨论。

(二) 机械传动系统的运动及动力设计

当机械传动系统的传动方案确定后，即可根据机械执行部分所需的运动及动力参数，再结合选用的原动机类型及性能参数进行机械的运动和动力设计。即可根据执行部分的工作阻力、工作速度和传动系统的总效率等，求出机械所需的驱动功率、确定电动机的额定功率、转速后，计算出传动系统的总传动比；进行传动比的分配；求出各轴的转速、输入功率及转矩。

(三) 机械零、部件的工作能力计算及结构设计

确定了机械传动方案并经过机械传动系统的运动及动力设计后，即可根据电动机的额定功率，运转特性和各个零、部件的具体工作情况，计算出作用于任一零、部件上的载荷。然后从机械的全局出发，考虑各个零、部件所需的工作能力（强度、刚度、寿命等）、体积、重量及经济性等一系列问题，设计或选择出各个零、部件，再进行各零件的结构设计，最后绘制出整机装配图、部装图和机械零件的工作图。这些内容是机械设计课程的核心，后面将针对通用的机械零、部件分章进行讨论。

五、机械传动系统设计实例

例 8-1 设计一带式运输机的机械传动系统。已知：运输胶带拉力 $F = 6000\text{N}$ ，胶带线速度 $v = 0.86\text{m/s}$ ，卷筒直径 $D = 400\text{mm}$ ，单向运转，双班制连续工作，设计寿命为 10 年（每年工作 300 天）。

解

1. 带式运输机传动方案的设计

通常情况原动机均采用电动机驱动，并通过传动系统使带式运输机的卷筒按预定的工作要求运转，安全、可靠工作。为此，初步拟定了如下两种传动方案：

方案 I 电动机→带传动→单级圆柱齿轮减速器→链传动→工作机构, 如图 8-1 所示。

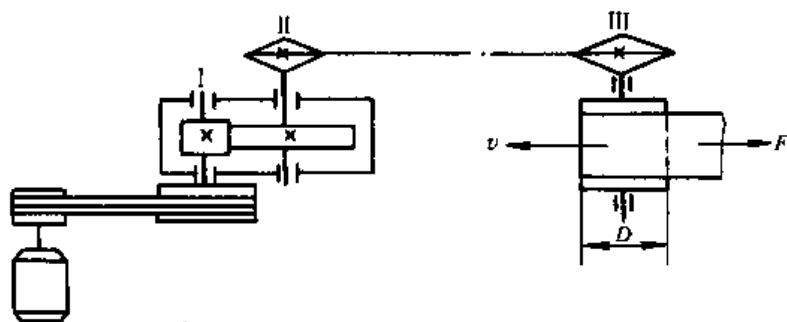


图 8-1 带式输送机传动方案 I

方案 II 电动机→蜗杆传动→开式齿轮传动→工作机构, 如图 8-2 所示。

2. 带式运输机的运动和动力设计 (以方案 I 为例)

(1) 选择电动机类型 根据工作要求和条件, 选用 Y 系列一般用途的三相异步电动机。

(2) 计算和选择电动机的容量

1) 求工作机的所需功率 P_w

$$P_w = \frac{Fv}{1000\eta_w}$$

式中 F ——胶带的拉力, 单位为 N;

v ——胶带的速度, 单位为 m/s;

η_w ——工作机构的效率 (含卷筒及轴承的效率)。

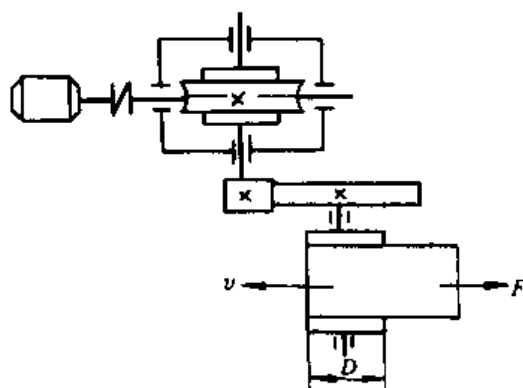


图 8-2 带式输送机传动方案 II

$$\eta_w = \eta_{\text{轴承}}\eta_{\text{卷}}$$

由机械设计手册查得: $\eta_{\text{轴承}} = 0.98$ (滚子轴承), $\eta_{\text{卷}} = 0.96$, 则

$$\eta_w = \eta_{\text{轴承}}\eta_{\text{卷}} = 0.98 \times 0.96 = 0.94$$

故

$$P_w = \frac{Fv}{1000\eta_w} = \frac{6000\text{N} \times 0.86\text{m/s}}{1000 \times 0.94} = 5.49\text{kW}$$

2) 求电动机上所需的功率 P_d

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a}$$

式中 η_a ——电动机至驱动卷筒轴的传动总效率。

$$\eta_a = \eta_{\text{带}} \eta_{\text{轴承}}^2 \eta_{\text{齿}} \eta_{\text{链}}$$

式中 $\eta_{\text{带}}$ ——V带传动的效率, 取 $\eta_{\text{带}} = 0.95$;

$\eta_{\text{轴承}}$ ——滚动轴承的效率, 取 $\eta_{\text{轴承}} = 0.99$ (球轴承);

$\eta_{\text{齿}}$ ——齿轮啮合效率, 8级精度的一般齿轮传动 (稀油润滑), 取 $\eta_{\text{齿}} = 0.97$;

$\eta_{\text{链}}$ ——链传动效率, 取 $\eta_{\text{链}} = 0.96$ 。

则 $\eta_a = \eta_{\text{带}} \eta_{\text{轴承}}^2 \eta_{\text{齿}} \eta_{\text{链}} = 0.95 \times 0.99^2 \times 0.97 \times 0.96 = 0.867$

故 $P_d = P_w / \eta_a = 5.49 \text{ kW} / 0.867 = 6.33 \text{ kW}$

查机械设计手册, 选电动机额定功率 $P_{\text{ed}} = 7.5 \text{ kW} > P_d = 6.33 \text{ kW}$

(3) 确定电动机的转速 根据电动机的有关知识可知, 通常设计时应优先考虑选择同步转速为 1500 r/min 和 1000 r/min 的电动机。此处初步选其同步转速为 1500 r/min 。查机械设计手册选定电动机型号为 Y132M-4, 其满载转速 $n_m = 1440 \text{ r/min}$ 。

(4) 确定传动系统的总传动比 i_a 并分配各级传动比

1) 确定传动系统的总传动比 i_a 。由选定的电动机满载转速 n_m 和驱动卷筒转速 n_w , 求出总传动比 i_a

$$i_a = \frac{n_m}{n_w}$$

式中, $n_m = 1440 \text{ r/min}$; $n_w = \frac{60 \times 1000 v}{\pi D}$, 已知, $v = 0.86 \text{ m/s}$, $D = 400 \text{ mm}$, 则

$$n_w = \frac{60 \times 1000 \times 0.86 \text{ m/s}}{\pi \times 400 \text{ mm}} = 41.06 \text{ r/min}$$

故 $i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1440}{41.06} = 35.07$

2) 分配传动系统的传动比

由 $i_a = i_{\text{带}} i_{\text{齿}} i_{\text{链}}$

取 $i_{\text{带}} = 2.6$, $i_{\text{齿}} = 4.5$

则 $i_{\text{链}} = \frac{i_a}{i_{\text{带}} i_{\text{齿}}} = \frac{35.07}{2.6 \times 4.5} = 3$

(5) 传动系统的运动和动力参数计算

1) 计算各轴的转速

电动机轴 $n_0 = n_m = 1440 \text{ r/min}$

I轴 $n_I = \frac{n_m}{i_{\text{带}}} = \frac{1440 \text{ r/min}}{2.6} = 553.85 \text{ r/min}$

$$\text{II 轴} \quad n_{\text{II}} = \frac{n_{\text{I}}}{i_{\text{齿}}} = \frac{553.85 \text{r/min}}{4.5} = 123 \text{r/min}$$

$$\text{III 轴} \quad n_{\text{III}} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{链}}} = \frac{123 \text{r/min}}{3} = 41 \text{r/min}$$

$$\text{卷筒轴转速} \quad n_{\text{w}} = n_{\text{III}} = 41 \text{r/min}$$

(注:除分度机构等严格要求速比之外的设计,允许转速(或传动比)有 $\pm(3\sim 5)\%$ 的误差)。

2) 各轴输入功率

$$\text{电动机轴} \quad P_0 = P_{\text{ed}} = 7.5 \text{kW} \quad (\text{通用机械按电动机额定功率设计})$$

$$\text{I 轴} \quad P_{\text{I}} = P_{\text{ed}} \eta_{\text{带}} = 7.5 \text{kW} \times 0.95 = 7.13 \text{kW}$$

$$\text{II 轴} \quad P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{齿}} = 7.13 \text{kW} \times 0.99 \times 0.97 = 6.85 \text{kW}$$

$$\text{III 轴} \quad P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{链}} = 6.85 \text{kW} \times 0.99 \times 0.96 = 6.51 \text{kW}$$

$$\text{驱动卷筒轴} \quad P_{\text{w}} = P_{\text{III}} = 6.51 \text{kW}$$

3) 各轴转矩

$$\text{电动机轴} \quad T_0 = 9550 \frac{P_{\text{ed}}}{n_{\text{m}}} = 9550 \times \frac{7.5 \text{kW}}{1440 \text{r/min}} = 49.74 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{I 轴} \quad T_{\text{I}} = T_0 i_{\text{带}} \eta_{\text{带}} = 49.74 \text{N}\cdot\text{m} \times 2.6 \times 0.95 = 122.86 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{II 轴} \quad T_{\text{II}} = T_{\text{I}} i_{\text{齿}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{齿}} = 122.86 \text{N}\cdot\text{m} \times 4.5 \times 0.99 \times 0.97 = 530.92 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{III 轴} \quad T_{\text{III}} = T_{\text{II}} i_{\text{链}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{链}} = 530.92 \text{N}\cdot\text{m} \times 3 \times 0.99 \times 0.96 = 1513.76 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{驱动卷筒轴} \quad T_{\text{w}} = T_{\text{III}} = 1513.76 \text{N}\cdot\text{m}$$

3. 传动系统中机械零、部件的设计

机械零、部件的设计是机械设计的最后阶段,该阶段的具体任务是对传动装置中零、部件的强度、刚度、寿命等诸方面工作能力进行设计计算;然后确定各零、部件的尺寸,并对各零、部件进行结构设计。绘出装配图及部装图和零件工作图。

该例题中的这部分设计内容,将在以后相关的各章例题中完成。

思考题及习题

- 8-1 传动系统有何功用?机械传动系统有哪些基本类型?它们各有何特性?
- 8-2 机械传动系统的设计包括哪些基本内容?
- 8-3 试按例 8-1 带式运输机工作时的已知条件对传动方案 II 进行传动系统的运动及动力设计。