

HUA GONG JI XIE JI CHU

〔下册〕

# 化工机械基础

叶春晖 金耀门 主编

上海交通大学出版社



# 化工机械基础

(下册)

叶春晖 金耀门 主编

上海交通大学出版社

## 内 容 提 要

本书为化工工艺等专业学生加强机械知识而编写,篇幅较为紧凑。

全书共五篇,27章,分上、下两册。上册三篇:工程材料、静力学、材料力学,计19章;下册两篇:机械传动、化工容器,计8章。

本书可供大学本科化工工艺类专业或其他非机类专业选用,也可供有关工程技术人员参考。

### 化 工 机 械 基 础 (下册)

叶春晖 金耀门 主编

上海交通大学出版社出版

(淮海中路1984弄19号)

新华书店上海发行所发行

常熟文化印刷厂印刷

---

开本 850×1168 毫米 1/32 印张 10.375 字数 278000

1989年3月第1版 1989年4月第1次印刷

印数: 1—10100

ISBN 7-313-00274-2/TQ·0

科目: 179—282

---

定价: 2.35 元

# 下 册 目 录

## 第四篇 机 械 传 动

|                                   |    |
|-----------------------------------|----|
| 20 带传动                            | 4  |
| 20.1 概述                           | 4  |
| 20.2 带传动工作情况的分析                   | 6  |
| 20.2.1 带的受力分析                     | 6  |
| 20.2.2 带的弹性滑动和打滑                  | 7  |
| 20.2.3 带的应力分析                     | 10 |
| 20.3 三角带传动的设计                     | 11 |
| 20.3.1 设计准则及单根三角带的许用功率值           | 11 |
| 20.3.2 原始数据及设计内容                  | 15 |
| 20.3.3 设计步骤和方法                    | 15 |
| 20.4 三角带带轮设计                      | 21 |
| 20.5 三角带传动的使用和维护                  | 27 |
| 21 齿轮传动和减速器                       | 30 |
| 21.1 圆柱齿轮传动                       | 30 |
| 21.1.1 齿廓啮合的基本定律                  | 31 |
| 21.1.2 渐开线的形成及其特性                 | 32 |
| 21.1.3 渐开线齿廓能保证定传动比传动             | 33 |
| 21.1.4 渐开线齿廓啮合的几个性质               | 34 |
| 21.1.5 直齿圆柱齿轮各部分的名称及标准直齿轮的基本尺寸的确定 | 36 |
| 21.1.6 渐开线齿轮的正确啮合条件和连续传动条件        | 38 |
| 21.1.7 轮齿的失效形式                    | 41 |
| 21.1.8 齿轮材料                       | 44 |

|         |                 |     |
|---------|-----------------|-----|
| 21.1.9  | 直齿圆柱齿轮的强度计算     | 46  |
| 21.1.10 | 变位齿轮的概念         | 59  |
| 21.1.11 | 标准斜齿圆柱齿轮传动介绍    | 60  |
| 21.2    | 蜗杆传动            | 64  |
| 21.2.1  | 概述              | 64  |
| 21.2.2  | 普通圆柱蜗杆传动        | 64  |
| 21.3    | 轮系和减速器          | 69  |
| 21.3.1  | 定轴轮系传动比的计算      | 70  |
| 21.3.2  | 周转轮系的组成及其传动比的计算 | 72  |
| 21.3.3  | 普通减速器的主要类型和选择   | 76  |
| 21.3.4  | 行星减速器简介         | 79  |
| 22      | 凸轮机构            | 83  |
| 22.1    | 概述              | 83  |
| 22.1.1  | 凸轮机构的组成         | 83  |
| 22.1.2  | 凸轮机构的类型         | 85  |
| 22.2    | 从动件的常用运动规律      | 87  |
| 22.2.1  | 等速运动规律          | 89  |
| 22.2.2  | 等加速等减速运动规律      | 90  |
| 22.2.3  | 简谐运动规律          | 90  |
| 22.3    | 图解法设计凸轮轮廓       | 91  |
| 22.3.1  | 制作原理——反转法       | 91  |
| 22.3.2  | 用反转法制作凸轮轮廓的具体步骤 | 92  |
| 23      | 轴、轴承和联轴器        | 95  |
| 23.1    | 轴               | 95  |
| 23.1.1  | 概述              | 95  |
| 23.1.2  | 轴的结构            | 96  |
| 23.1.3  | 轴的直径计算          | 99  |
| 23.2    | 轴承              | 105 |
| 23.2.1  | 滑动轴承的结构、润滑和校核计算 | 105 |

|        |                        |     |
|--------|------------------------|-----|
| 23.2.2 | 滚动轴承的结构、类型、代号和选择 ..... | 120 |
| 23.3   | 联轴器 .....              | 137 |
| 23.3.1 | 固定式刚性联轴器 .....         | 138 |
| 23.3.2 | 可移式刚性联轴器 .....         | 141 |
| 23.3.3 | 弹性联轴器 .....            | 142 |
| 23.3.4 | 联轴器的选择 .....           | 144 |

## 第五篇 化 工 容 器

|        |                             |     |
|--------|-----------------------------|-----|
| 24     | 导论 .....                    | 146 |
| 24.1   | 容器的结构和分类 .....              | 146 |
| 24.2   | 容器选材的特点和金属的防腐蚀措施 .....      | 149 |
| 24.2.1 | 容器选材的考虑因素 .....             | 149 |
| 24.2.2 | 金属的防腐蚀措施 .....              | 162 |
| 24.3   | 容器机械设计的基本要求和容器零部件的标准化 ..... | 167 |
| 24.3.1 | 容器机械设计的基本要求 .....           | 167 |
| 24.3.2 | 容器零部件的标准化 .....             | 168 |
| 25     | 内压薄壁容器设计 .....              | 171 |
| 25.1   | 回转壳体的薄膜应力理论 .....           | 171 |
| 25.1.1 | 回转薄壳的几何概念 .....             | 171 |
| 25.1.2 | 回转壳体的薄膜应力分析 .....           | 173 |
| 25.1.3 | 薄膜应力理论的适用条件和边缘问题的概念 .....   | 185 |
| 25.2   | 内压圆筒和球壳的设计 .....            | 189 |
| 25.2.1 | 内压圆筒和球壳的强度设计 .....          | 189 |
| 25.2.2 | 设计参数和最小壁厚的确定 .....          | 192 |
| 25.2.3 | 容器的压力试验及密封性检查 .....         | 198 |
| 25.3   | 内压封头的设计 .....               | 205 |
| 25.3.1 | 半球形封头 .....                 | 205 |
| 25.3.2 | 椭圆形封头 .....                 | 206 |
| 25.3.3 | 碟形封头 .....                  | 208 |

|        |                      |     |
|--------|----------------------|-----|
| 25.3.4 | 无折边球形封头 .....        | 210 |
| 25.3.5 | 锥形封头 .....           | 212 |
| 25.3.6 | 平板封头 .....           | 217 |
| 25.3.7 | 封头结构设计的若干要求 .....    | 219 |
| 26     | 外压薄壁容器设计 .....       | 227 |
| 26.1   | 外压容器稳定性的概念 .....     | 227 |
| 26.2   | 外压圆筒的稳定性计算 .....     | 229 |
| 26.2.1 | 解析法 .....            | 229 |
| 26.2.2 | 图算法 .....            | 234 |
| 26.2.3 | 关于轴向许用压缩应力 .....     | 242 |
| 26.3   | 加强圈设计 .....          | 243 |
| 26.3.1 | 加强圈的作用及结构 .....      | 243 |
| 26.3.2 | 加强圈的计算 .....         | 246 |
| 26.4   | 外压封头设计 .....         | 249 |
| 26.4.1 | 外压凸形封头稳定设计的图算法 ..... | 249 |
| 26.4.2 | 外压锥形封头设计计算 .....     | 250 |
| 27     | 压力容器附件的结构和选用 .....   | 257 |
| 27.1   | 法兰 .....             | 257 |
| 27.1.1 | 法兰的结构与种类 .....       | 258 |
| 27.1.2 | 法兰的密封面型式及选用 .....    | 260 |
| 27.1.3 | 法兰的垫片选用 .....        | 263 |
| 27.1.4 | 法兰标准 .....           | 264 |
| 27.2   | 容器的开孔及其附件 .....      | 278 |
| 27.2.1 | 接管和凸缘 .....          | 278 |
| 27.2.2 | 人孔和手孔 .....          | 280 |
| 27.2.3 | 视镜与液面计 .....         | 286 |
| 27.2.4 | 容器开孔补强 .....         | 289 |
| 27.3   | 容器的支座 .....          | 300 |
| 27.3.1 | 立式容器支座 .....         | 301 |

|                     |     |
|---------------------|-----|
| 27.3.2 卧式容器支座 ..... | 309 |
| 习题和习题答案 .....       | 314 |
| 习题 .....            | 314 |
| 习题答案 .....          | 322 |
| 参考文献 .....          | 324 |

## 第四篇 机械传动

在化工生产中除了大量使用静止设备外，还广泛使用各种各样的机器。机器与静止设备不同，它是由一些具有确定相对运动的构件组成。一台完整的机器通常应包括动力机、工作机和传动装置三部分。

动力机的作用是把各种形态的能转变为机械能，其运动的输出形式通常为转动。动力机分为一次动力机和二次动力机。一次动力机是把自然界的能源转变为机械能的机器，如柴油机、汽轮机、水轮机等。二次动力机是先用动力机驱动变能机（如发电机等）产生各种形态的能，然后再把各种形态的能转变为机械能的机器。如电传动中的电动机，流体传动中的液压马达和气动马达等。由于电动机的结构简单，效率高，运转时振动小，使用和维护简便，所以它在生产上得到了广泛的应用。

工作机是利用机械能来改变材料或工件的性质、状态、形状和位置，以进行生产或达到其他预定目的的机器。其特点是机构的运动比较复杂多样，运转速度受生产性质的限制，一般低于动力机，并常需按不同的工况相应变化。例如输送液体用的工作机，当要求排出的液体流量较大而压力较低时可选用结构简单的离心泵，它的主要构件是一个高速旋转的叶轮。当要求高压头，小流量时，则应选用往复式泵，它的主要构件是以较低速度作往复移动的活塞。

传动装置是指把动力机产生的机械能传送到工作机上去的中间装置。以传递动力为主的传动又称为动力传动。以传递运动为主的（例如控制传动）称为运动传动。

图 20-0 为一搅拌器的传动示意图。在电动机与搅拌轴之间

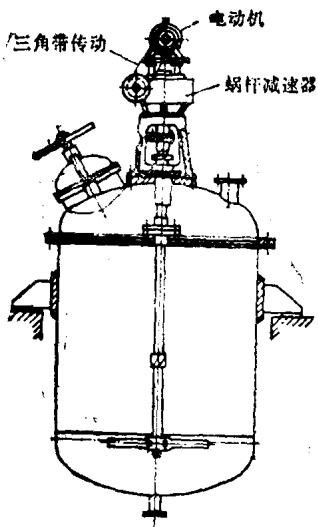


图 20-0

安装了三角带传动、蜗杆减速器等装置，使搅拌轴达到所需的转速。

按工作原理可将传动分为机械传动，流体传动，电力传动和磁力传动。其中以机械传动最为常见。机械传动可分为摩擦传动，啮合传动和推动。摩擦传动是依赖构件间的摩擦力来传递运动和动力的，如带传动、摩擦轮传动，它的特点是传动平稳，噪音小，结构简单，还能起过载保护作用等。啮合传动是依靠构件间的相互啮合来传递运动和动力的，如齿轮

传动、蜗杆传动和链传动等，其优点是传动比恒定，传递功率大，结构紧凑和有较高效率等。

在旋转的机械传动中，传动比是指机构中主动件的转速 ( $n_1$ ) 与从动件的转速 ( $n_2$ ) 的比值，并以  $i$  表示，

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2}。$$

不同类型的传动机构都有较为合适的传动比值，见表 20-0。

表 20-0 各类型传动机构的传动比值

|                 | 平胶带 | 三角胶带 | 齿 轮 | 蜗 杆 | 链  |
|-----------------|-----|------|-----|-----|----|
| 常用的传动比 $i$      | <3  | <7   | <8  | <80 | <8 |
| 最大传动比 $i_{max}$ | 5   | 15   | 20  | 80  | 10 |

当所要求的某种传动机构的传动比大于表中所列数值时，可采用多级传动机构，也可以采用不同机构的组合，它的总传动比是

各级传动比的连乘积。

本篇仅介绍工厂中常用的带传动、齿轮传动、蜗杆传动、减速器和凸轮机构，以及支承和联接用的轴、轴承和联轴器等零部件。

## 20 带 传 动

### 20.1 概 述

在机械传动中，带传动是常见形式之一。它利用张紧在两带轮上的柔性带与轮面间的摩擦力，将主动轮 1 的运动和扭矩传给从动轮 2，见图 20-2。因为带传动是借助中间的带并依靠摩擦力工作的，所以它具有下列主要特点：

(1) 优点：1) 适用于传动中心距较大的地方，而且带具有弹性可以缓和冲击和吸收振动；2) 运转平稳，噪音小，当过载时，带能在带轮上打滑，可以保护机器上其他零件，使它们免遭损坏；

(2) 缺点：1) 传动的外廓尺寸较大；2) 带传动在正常工作时也有滑动现象，因此不能保证准确的传动比。传动效率较低，平型带传动的平均效率为 96%，三角带传动的平均效率为 95%。一般带寿命比齿轮等为短。

根据带的剖面形状(见图 20-1)，可分为以下几种类型。

#### a 平型带

剖面为扁平矩形，通常系由数层胶帆布构成，分叠层式和包层式两种。平型带传动结构简单，带长按需要剪裁后接成环形，常用于中心距较大的传动。薄型强力锦纶平型带还可用于高速传动。

#### b 三角带

剖面为梯形的环形胶带，通常由包布层、伸张层、强力层和压缩层四部分组成。包布层一般由胶帆布带制成，强力层由胶帘布或胶线绳制成，伸张层和压缩层由橡胶制成。市场上还有一种活络三角胶带，系由多层挂胶帆布粘合，经硫化后冲切成小片，逐节搭叠后用螺栓联接成环状。其长度可以任意选取，适用于中心距

不能调整的传动。但是这种带在速度较高时易发生传动失稳，而且使用寿命也较短。三角带仅适用于开口传动，不宜用于半交叉和交叉传动。

由于平型带在平滑的带轮上工作，其内面是工作面，三角带在有沟槽的带轮上工作，其两侧面是工作面，因而三角带与平型带相比，在同样张紧力下，可以产生较大的摩擦力。

三角带按截面尺寸的不同，分为 *O*、*A*、*B*、*C*、*D*、*E*、*F* 七种型号，各型号的剖面尺寸见表 20-4。标准三角带都制成无接头的环形，其长度系列见表 20-5。

### c 同步齿形带

亦为环形胶带。带的工作面制成齿形，与齿形带轮作啮合传动。同步齿形带是以钢丝绳或合成纤维为强力层。它能保持齿形带的周节不变，保证传动比准确，实现同步传动，传动效率高。其主要缺点是制造和安装精度要求较高。目前主要用于要求传动比准确的中、小功率传动。

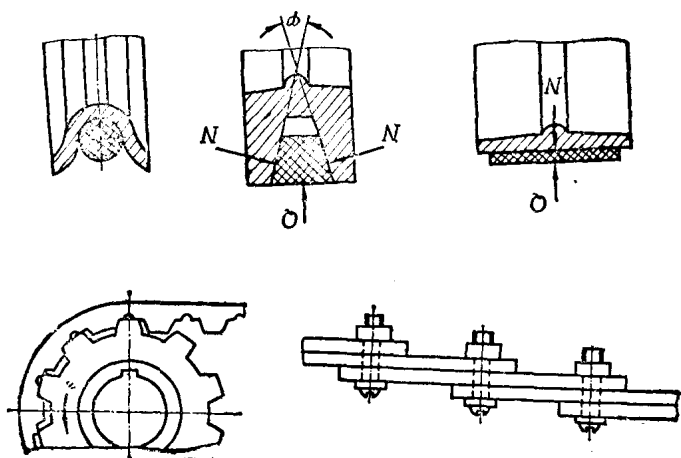


图 20-1

## 20.2 带传动工作情况的分析

### 20.2.1 带的受力分析

由于带是张紧在两带轮上，带中存在着初拉力  $F_0$ ，这样带和带轮接触面上就产生了正压力。带传动不工作时，带上下两边的拉力相等，都等于  $F_0$ ，见图 20-2(a)。

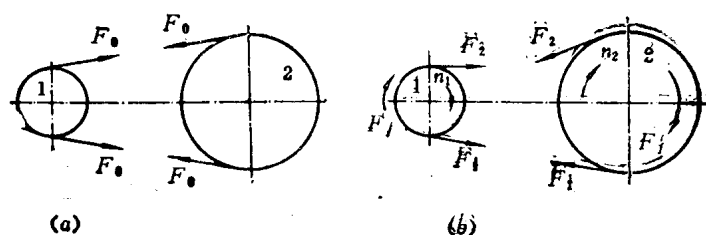


图 20-2

当主动轮 1 以  $n_1$  转速转动时，由于带和带轮接触面上的摩擦力的作用，使从动轮 2 以  $n_2$  转速转动，见图 20-2(b)。这时带两边的拉力相应地发生变化：进入主动轮一边的带被拉紧，叫做紧边，拉力由原来的  $F_0$  增至  $F_1$ ；而进入从动轮一边的带被放松，叫做松边，拉力由原来的  $F_0$  减为  $F_2$ 。如果取主动轮上的这部分带为分离体，由受力图可知，带轮作用在带上的总摩擦力为

$$F_f = F_1 - F_2,$$

又因为带传动的有效圆周力  $F_e$  等于总摩擦力  $F_f$ ，所以

$$F_e = F_1 - F_2, \quad (20-1)$$

带传动所能传递的功率

$$P = \frac{F_e v}{1000} \text{ (kW)}, \quad (20-2)$$

式中  $F_e$ ——有效圆周力，N；

$v$ ——带速，m/s。

如果近似地认为带工作时的总长度不变, 则带紧边拉力的增加量, 应等于松边拉力的减少量。即

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2,$$

或

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (20-3)$$

将式(20-1)代入式(20-3)可得

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_e}{2}, \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_e}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (20-4)$$

由式(20-4)可知, 带两边的拉力  $F_1$  和  $F_2$  的大小, 取决于初拉力  $F_0$  和带所传递的有效圆周力  $F_e$ 。而  $F_e$  的大小与带传递的功率  $P$  以及带的速度  $v$  有关。当工作机要求传递的功率增大时, 带两边拉力的差值  $F_1 - F_2 = F_e$  也要求相应地增大。带两边拉力的这种变化, 实际上反映了带和带轮接触面上摩擦力的变化。实践证明, 当其他条件不变, 且初拉力  $F_0$  一定时, 这个摩擦力有一极限值。这个极限值就限制着带传动的传动能力。

### 20.2.2 带的弹性滑动和打滑

带为弹性体, 受力后要发生变形, 工作时两边拉力不同, 两边变形也必然不同。当紧边绕过主动轮变为松边时, 因拉力减小, 带有缩短趋势, 反之当松边绕过从动轮变为紧边时, 则拉力增大, 有伸长的趋势。这种变形, 是在带绕过带轮时逐渐发生的, 这就造成带在带轮上产生局部微小的滑动。由于这种滑动是由带弹性变形而引起的, 故称为带的弹性滑动。这是带传动正常工作时固有的特性。

由于弹性滑动的结果, 轮1和轮2的圆周速度  $v_1$  和  $v_2$  发生差异, 从动轮的圆周速度  $v_2$  低于主动轮的圆周速度  $v_1$ , 其降低量可用滑动率  $\varepsilon$  来表示;

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\%, \quad (20-5)$$

或

$$v_2 = (1 - \varepsilon)v_1。$$

而

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} \text{ (m/s)}, \\ v_2 &= \frac{\pi D_2 n_2}{60 \times 1000} \text{ (m/s)} \end{aligned} \right\} \quad (20-6)$$

式中:  $n_1, n_2$ ——主动轮和从动轮的转速, r/min;

$D_1, D_2$ ——主动轮和从动轮的计算直径, mm。

将式(20-6)代入式(20-5)可得

$$D_2 n_2 = (1 - \varepsilon) D_1 n_1。$$

因而带传动的实际平均传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}。 \quad (20-7)$$

在一般传动中, 因滑动率并不大 ( $\varepsilon \approx 1-2\%$ ), 故可不予考虑, 而取传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{D_2}{D_1}。 \quad (20-8)$$

根据实验研究结果,  $\varepsilon$  值与有效圆周力  $F_e$  有关。当  $F_e$  较小时, 弹性滑动只发生在带由主、从动轮上离开以前的那一部分接触弧上。随着  $F_e$  的增大, 弹性滑动区域也将扩大。当弹性滑动区域扩大到整个接触弧时,  $F_e$  即达到最大 (临界) 值  $F_{1c}$ 。如果工作载荷再进一步增大, 则带与带轮间就将发生显著的相对滑动, 这种情况称为带的“打滑”。打滑将使带磨损加剧, 并使从动轮转速急剧降低, 甚至使传动失效, 因此必须设法避免打滑。

当带有打滑趋势时, 摩擦力即达到极限值, 带传动的有效圆周力亦达到最大值。下面来分析最大有效圆周力  $F_{1c}$  的计算方法和影响因素。

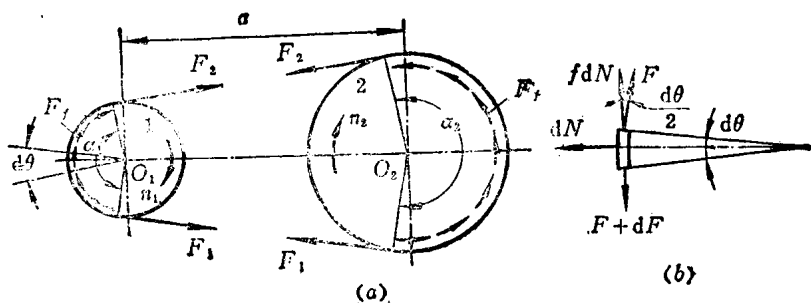


图 20-3

如果略去离心力的影响，截取微段带为分离体如图 20-3 (b) 所示。建立静力平衡方程，可以得到  $F_1$  和  $F_2$  的关系式

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha} \quad (20-9)$$

式中  $e$ ——自然对数的底 ( $e = 2.718\dots$ )；

$f$ ——摩擦系数(对于三角带，可用当量系数  $f_v$  代替  $f$ )；

$\alpha$ ——带在带轮上的包角，rad。

式 (20-9) 即所谓柔韧体摩擦的欧拉公式。将式 (20-4) 代入式 (20-9) 整理后，可得出带所能传递的最大有效圆周力  $F_{ec}$  为

$$F_{ec} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^{f\alpha}}{1 + 1/e^{f\alpha}} \quad (20-10)$$

由上式可知， $F_{ec}$  与下列几个因素有关：

a 初拉力  $F_0$

$F_{ec}$  与  $F_0$  成正比。但  $F_0$  过大时，将使带发热和磨损加剧，以致过快地发生松弛，缩短带的寿命。如  $F_0$  过小，则带传动的工作能力得不到充分发挥，运转时容易跳动和打滑。

b 包角  $\alpha$

$F_{ec}$  随  $\alpha$  增大而增大。

c 摩擦系数  $f$

$F_{ec}$  随  $f$  增大而增大。而  $f$  与带及带轮的材料和表面状况、工