

课后答案网 您最真诚的朋友



www.hackshp.cn网团队竭诚为学生服务，免费提供各门课后答案，不用积分，甚至不用注册，旨在为广大学生提供自主学习的平台！

课后答案网: www.hackshp.cn

视频教程网: www.efanjv.com

PPT课件网: www.ppthouse.com

课后答案网
www.hackshp.cn

目录

第 1 章	机械设计概述	1
第 2 章	摩擦、磨损及润滑概述	3
第 3 章	平面机构的结构分析	12
第 4 章	平面连杆机构	16
第 5 章	凸轮机构	36
第 6 章	间歇运动机构	46
第 7 章	螺纹连接与螺旋传动	48
第 8 章	带传动	60
第 9 章	链传动	73
第 10 章	齿轮传动	80
第 11 章	蜗杆传动	112
第 12 章	齿轮系	124
第 13 章	机械传动设计	131
第 14 章	轴和轴毂连接	133
第 15 章	轴承	138
第 16 章	其他常用零、部件	152
第 17 章	机械的平衡与调速	156
第 18 章	机械设计 CAD 简介	163

第1章 机械设计概述

1.1 机械设计过程通常分为哪几个阶段？各阶段的主要内容是什么？

答：机械设计过程通常可分为以下几个阶段：

1. 产品规划 主要工作是提出设计任务和明确设计要求。

2. 方案设计 在满足设计任务书中设计具体要求的前提下，由设计人员构思出多种可行方案并进行分析比较，从中优选出一种功能满足要求、工作性能可靠、结构设计可靠、结构设计可行、成本低廉的方案。

3. 技术设计 完成总体设计、部件设计、零件设计等。

4. 制造及试验 制造出样机、试用、修改、鉴定。

1.2 常见的失效形式有哪几种？

答：断裂，过量变形，表面失效，破坏正常工作条件引起的失效等几种。

1.3 什么叫工作能力？计算准则是如何得出的？

答：工作能力为指零件在一定的工作条件下抵抗可能出现的失效的能力。对于载荷而言称为承载能力。

根据不同的失效原因建立起来的工作能力判定条件。

1.4 标准化的重要意义是什么？

答：标准化的重要意义可使零件、部件的种类减少，简化生产管理过程，降低成本，保证产品的质量，缩短生产周期。

第2章 摩擦、磨损及润滑概述

2.1 按摩擦副表面间的润滑状态,摩擦可分为哪几类?各有何特点?

答:摩擦副可分为四类:干摩擦、液体摩擦、边界摩擦和混合摩擦。

干摩擦的特点是两物体间无任何润滑剂和保护膜,摩擦系数及摩擦阻力最大,磨损最严重,在接触区内出现了粘着和梨刨现象。液体摩擦的特点是两摩擦表面不直接接触,被液体油膜完全隔开,摩擦系数极小,摩擦是在液体的分子间进行的,称为液体润滑。边界摩擦的特点是两摩擦表面被吸附在表面的边界膜隔开,但由于边界膜较薄,不能完全避免金属的直接接触,摩擦系数较大,仍有局部磨损产生。混合摩擦的特点是同时存在边界润滑和液体润滑,摩擦系数比边界润滑小,但会有磨损发生。

2.2 磨损过程分几个阶段?各阶段的特点是什么?

答:磨损过程分三个阶段,即跑合磨合磨损阶段、稳定磨损阶段、剧烈磨损阶段。各阶段的特点是:跑合磨损阶段磨损速度由快变慢;稳定磨损阶段磨损缓慢,磨损率稳定;剧烈磨损阶段,磨损速度及磨损率都急剧增大。

2.3 按磨损机理的不同,磨损有哪几种类型?

答:磨损的分类有磨粒磨损、粘着磨损、疲劳磨损点蚀、腐蚀磨损。

2.4 哪种磨损对传动件来说是有益的?为什么?

答:跑合磨损是有益的磨损,因为经跑合磨损后,磨损速度减慢,可改善工作表面的性质,提高摩擦副的使用寿命。

2.5 如何选择适当的润滑剂?

答:选润滑剂时应根据工作载荷、运动速度、工作温度及其它工作条件选择。

当载荷大时,选粘度大的润滑油,如有较大的冲击时选润滑脂或固体润滑剂。高速时选粘度小的润滑油,高速高温时可选气体润滑剂;低速时选粘度小的润滑油,低速重载时可选润滑脂;多尘条件选润滑脂,多水时选耐水润滑脂。

2.6 润滑油的润滑方法有哪些?

答:油润滑的润滑方法有分散润滑法和集中润滑法。集中润滑法是连续润滑,可实现压力润滑。分散润滑法可以是间断的或连续的。间断润滑有人工定时润滑、手动油杯润滑、油芯油杯润滑、针阀油杯润滑、带油润滑、油浴及飞溅润滑、喷油润滑、油雾润滑等几种。

2.7 接触式密封中常用的密封件有哪些?

答:接触式密封常用的密封件有O形密封圈,J形、U形、V形、Y形、L形密封圈,以及毡圈。

2.8 非接触式密封是如何实现密封的?

答:非接触式密封有曲路密封和隙缝密封,它是靠隙缝中的润滑脂实现密封的。

第3章 平面机构的结构分析

3.1 机构具有确定运动的条件是什么?

答: 机构的主动件数等于自由度数时, 机构就具有确定的相对运动。

3.2 在计算机构的自由度时, 要注意哪些事项?

答: 应注意机构中是否包含着复合铰链、局部自由度、虚约束。

3.3 机构运动简图有什么作用? 如何绘制机构运动简图?

答: (1) 能抛开机构的具体结构和构件的真实外形, 简明地表达机构的传动原理, 并能对机构进行方案讨论和运动、受力分析。

(2) 绘制机构运动简图的步骤如下所述:

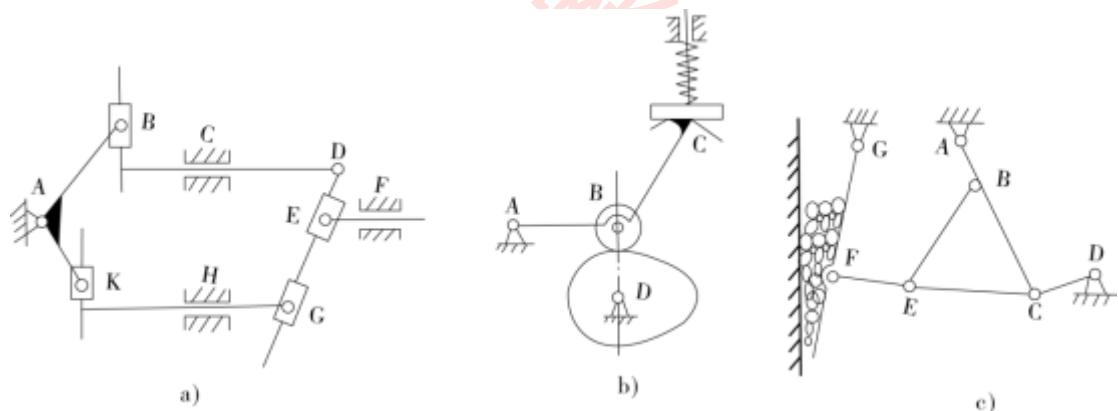
①认真研究机构的结构及其动作原理, 分清机架, 确定主动件。

②循着运动传递的路线, 搞清各构件间相对运动的性质, 确定运动副的种类。

③测量出运动副间的相对位置。

④选择视图平面和比例尺, 用规定的线条和符号表示其构件和运动副, 绘制成机构运动简图。

3.4 计算如题 3.4 图所示各机构的自由度, 并说明欲使其具有确定运动, 需要有几个原动件?



题 3.4 图

答: a) $n=9$, $P_L=13$, $P_H=0$ 代入式 (3.1) 中可得

$$F=3n-2P_L-P_H=3\times 9-2\times 13-0=1$$

此机构要具有确定的运动, 需要有一个原动件。

b) B 处存在局部自由度, 必须取消, 即把滚子与杆刚化, 则 $n=3$, $P_L=3$, $P_H=2$, 代入式 (3.1) 中可得

$$F=3n-2P_L-P_H=3\times 3-2\times 3-2=1$$

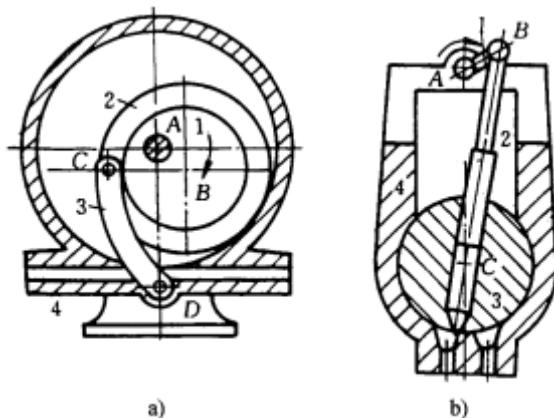
此机构要具有确定的运动, 需要有一个原动件。

c) $n=5$, $P_L=7$, $P_H=0$ 代入式 (3.1) 中可得

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$$

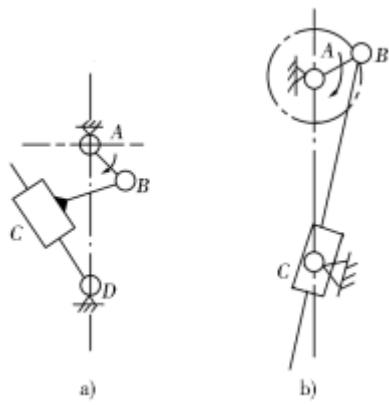
此机构要具有确定的运动，需要有一个原动件。

3.5 绘制如题 3.5 图所示各机构的运动简图，并计算其自由度。



题 3.5 图

答：取 $\mu_L = 0.001 \text{m/mm}$ ，绘制运动简图如题 3.5 答案图所示：

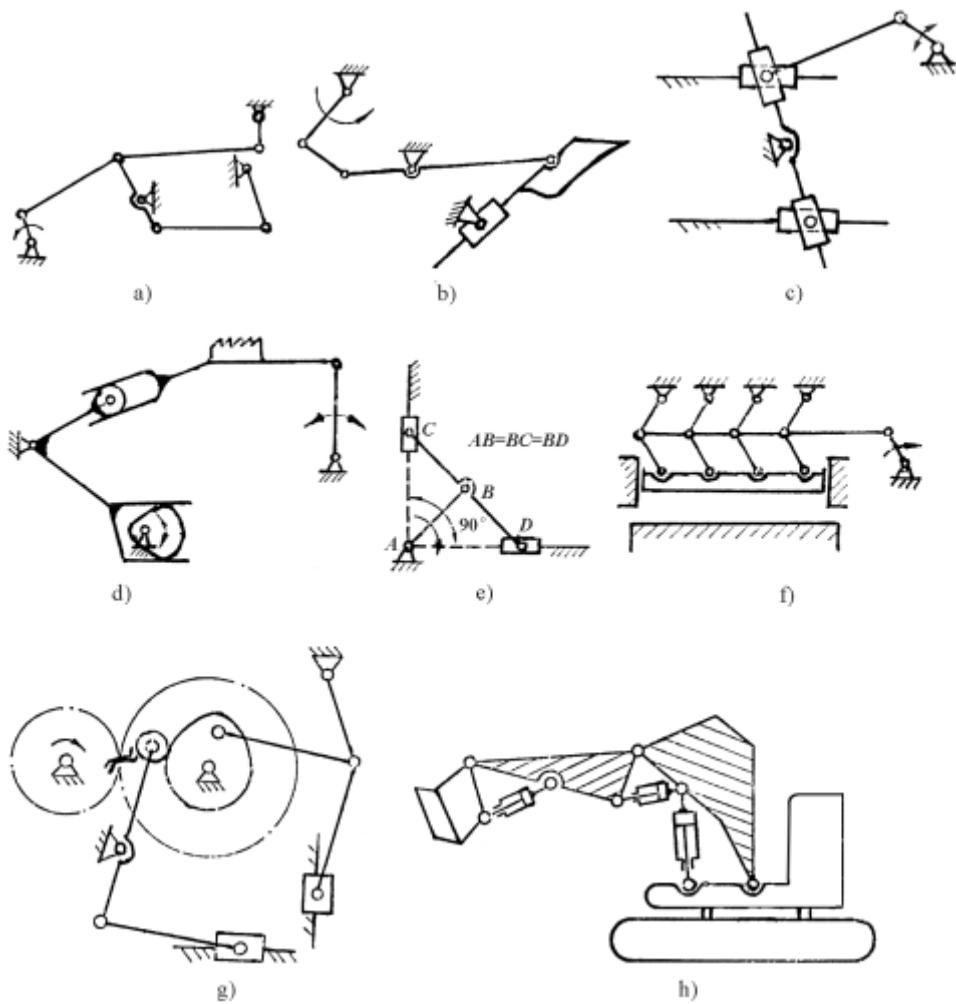


题 3.5 答案图

图 a): $n = 3, P_L = 4, P_H = 0$ ，则 $F = 3n - 2P_L - P_H = 1$ ；

图 b): $n = 3, P_L = 4, P_H = 0$ ，则 $F = 3n - 2P_L - P_H = 1$ 。

3.6 试计算如题 3.6 图所示机构的自由度，并判断该机构的运动是否确定（图中绘有箭头的构件为原动件）。



题 3.6 图

解: a): $n = 7$, $P_L = 10$, $P_H = 0$ 。

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$$

运动确定。

b) $n = 5$, $P_L = 7$, $P_H = 0$

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$$

运动确定

c) $n = 7$, $P_L = 10$, $P_H = 0$ 。

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$$

运动确定

d) $n = 4, P_L = 4, P_H = 2$ 。

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 4 - 2 = 2$$

运动确定。

e) $n = 3, P_L = 4, P_H = 0$ 。

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$$

运动确定。

f) $n = 5, P_L = 7, P_H = 0$ 。

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$$

运动确定。

g) $n = 9, P_L = 12, P_H = 2$ 。

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 9 - 2 \times 12 - 2 = 1$$

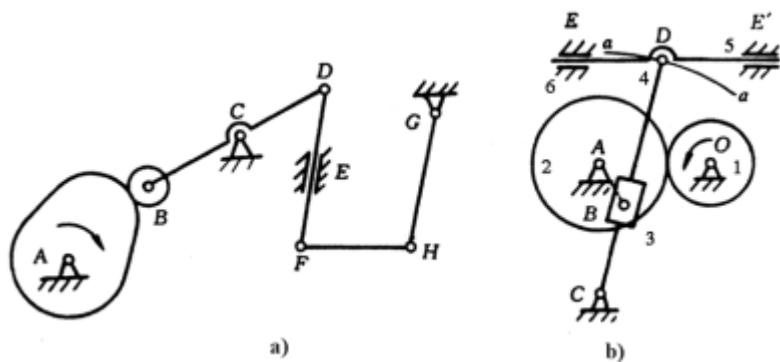
运动确定

h) $n = 9, P_L = 12, P_H = 0$ 。

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 9 - 2 \times 12 = 3$$

运动确定。

3.7 试问如题 3.7 图所示各机构在组成上是否合理？如不合理，请针对错误提出修改方案。

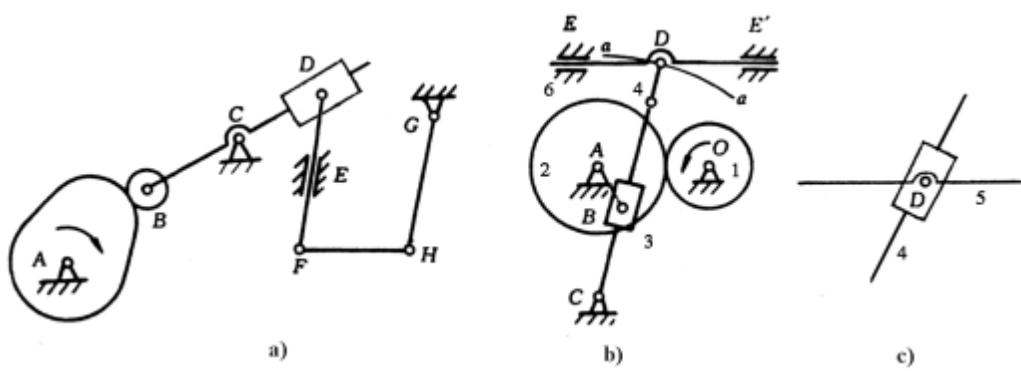


题 3.7 图

答：图示机构的自由度为零，故都不合理，修改方案如下：

对于题 3.7 图 a 的机构，在 D 处改为一个滑块，如题 3.7 图 a 所示。

对于题 3.7 图 b 的机构，在构件 4 上增加一个转动副，如题 3.7 答案图 b 所示；或在构件 4 的 D 处添加一滑块，如题 3.7 答案图 c 所示。



题 3.7 答案图

第4章平面连杆机构

4.1 机构运动分析时的速度多边形与加速度多边形特性是什么？

答：同一构件上各点的速度和加速度构成的多边形与构件原来的形状相似，且字母顺序一致。

4.2 为什么要研究机械中的摩擦？机械中的摩擦是否全是有害的？

答：机械在运转时，其相邻的两构件间发生相对运动时，就必然产生摩擦力，它一方面会消耗一部分的输入功，使机械发热和降低其机械效率，另一方面又使机械磨损，影响了机械零件的强度和寿命，降低了机械工作的可靠性，因此必须要研究机械中的摩擦。

机械中的摩擦是不一定有害的，有时会利用摩擦力进行工作，如带传动和摩擦轮传动等。

4.3 何谓摩擦角？如何确定移动副中总反力的方向？

答：（1）移动或具有移动趋势的物体所受的总反力与法向反力之间的夹角称为摩擦角 φ 。

（2）总反力与相对运动方向或相对运动趋势的方向成一钝角 $90^\circ + \varphi$ ，据此来确定总反力的方向。

4.4 何谓摩擦圆？如何确定转动副中总反力的作用线？

答：（1）以转轴的轴心为圆心，以 $P(P = \gamma f_0)$ 为半径所作的圆称为摩擦圆。

（2）总反力与摩擦圆相切，其位置取决于两构件的相对转动方向，总反力产生的摩擦力矩与相对转动的转向相反。

4.5 从机械效率的观点看，机械自锁的条件是什么？

答：机械自锁的条件为 $\eta \leq 0$ 。

4.6 连杆机构中的急回特性是什么含义？什么条件下机构才具有急回特性？

答：（1）当曲柄等速转动时，摇杆来回摇动的速度不同，返回时速度较大。机构的这种性质，称为机构的急回特性。通常用行程速度变化系数 K 来表示这种特性。

（2）当 $\theta \neq 0$ 时，则 $K > 1$ ，机构具有急回特性。

4.7 铰链四杆机构中曲柄存在的条件是什么？曲柄是否一定是最短杆？

答: (1) 最长杆与最短杆的长度之和小于或等于其余两杆长度之和; 最短杆或相邻杆应为机架。

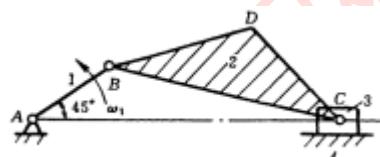
(2) 曲柄不一定为最短杆, 如双曲柄机构中, 机架为最短杆。

4.8 何谓连杆机构的死点? 举出避免死点和利用死点的例子。

答: (1) 主动件通过连杆作用于从动件上的力恰好通过其回转中心时的位置, 称为连杆机构的死点位置。

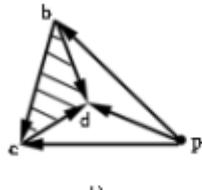
(2) 机车车轮在工作中应设法避免死点位置。如采用机车车轮联动机构, 当一个机构处于死点位置时, 可借助另一个机构来越过死点; 飞机起落架是利用死点工作的, 当起落架放下时, 机构处于死点位置, 使降落可靠。

4.9 在题 4.9 图示中, 已知机构的尺寸和相对位置, 构件 1 以等角速度 ω_1 逆时针转动, 求图示位置 C 点和 D 点的速度及加速度, 构件 2 的角速度和角加速度。

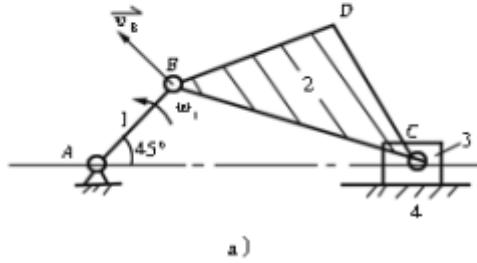


题 4.9 图

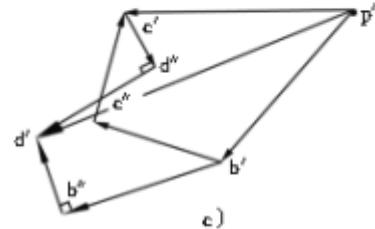
解: 取长度比例尺, 绘制简图如题 4.9 答案图 a 所示。



b)



a)



题 4.9 答案图

解: (1) 速度分析。

①求 \mathbf{v}_B 。由图可知, $v_B = \omega_1 \cdot \overline{AB}$, 方向垂直于 AB , 指向与 ω_1 的转向一致。

②求 \mathbf{v}_C 。因 B 点与 C 点同为构件 2 上的点, 故有:

$$v_C = v_B + v_{CB}$$

大小 ? $\omega_1 l_{AB}$?

方向 水平 $\perp AB$ $\perp BC$

取速度比例尺 μ_v (m/s/mm), 作速度矢量图如题 4.9 答案图 b 所示, 则 \overline{pc} 代表 v_C ; \overline{bc}

代表 v_{CB} , 其大小为 $v_C = \mu_v \cdot \overline{pc}$, $v_{CB} = \mu_v \cdot \overline{bc}$ 。

③求 ω_2 。因 $v_{CB} = \omega_2 \cdot l_{BC}$, 则

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}}$$

方向为顺时针转。

④求 v_D 。因为 B 、 C 、 D 为同一构件上的三点, 所以可利用速度影像原理求得 d 点, 连接 \overline{pd} 代表 v_D , 如题 4.9 答案图 b 所示, 其大小为 $v_D = \mu_v \cdot \overline{pd}$, 方向同 \overline{pd} 。

(2) 加速度分析。

①求 a_B 。由已知条件可知: $a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB}$, 方向为 $B \rightarrow A$; $a_B^t = 0$ 。

②求 a_C 。根据相对运动原理, 可选立下列方程式

$$a_C = a_B + a_{CB}^n + a_{CB}^t$$

大小 ? $\omega_1^2 l_{AB}$ $\omega_2^2 \cdot l_{AB}$?

方向 水平 $B \rightarrow A$ $C \rightarrow B$ $\perp BC$

取加速度比例尺 $\mu_a \left(\frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}} \right)$, 作加速度矢量如题 4.9 答案图 c, 则 $\overline{b'c''}$ 代表 a_{CB}'' , $\overline{c''c'}$ 代表 a_{CB}' 。

由图可知, $a_C = \mu_a \cdot \overline{p'c'}$ 方向同 $\overline{p'c'}$ (水平向左); $a_{CB}' = \mu_a \cdot \overline{c''c'}$, 方向同 $\overline{c''c'}$ 。

③求 α_2 。因 $a_{CB}' = \alpha_2 \cdot l_{CB}$, 则

$$\alpha_2 = \frac{a_{CB}'}{l_{CB}} = \frac{\mu_a \overline{c''c'}}{l_{CB}} \quad (\text{方向为逆时针})$$

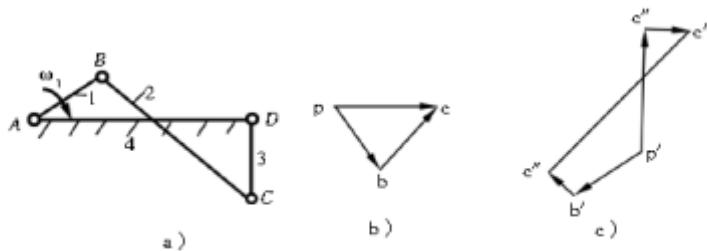
④求 a_D 。

$$\begin{aligned} a_D &= a_B + a_{D_B}'' + a_{D_B}^t = a_C + a_{D_C}'' + a_{D_C}^t \\ \text{大小} &? \quad \omega_1^2 \cdot l_{AB} \quad \omega_2^2 \cdot l_{DB} \quad ? \quad \mu_a \cdot \overline{p'c'} \quad \omega_2^2 \cdot l_{DB} \quad ? \\ \text{方向} &? \quad B \rightarrow A \quad D \rightarrow B \quad \perp BC \quad \overline{p'c'} \quad D \rightarrow C \quad \perp BC \end{aligned}$$

作矢量图, 如题 4.9 答案图 c 所示, 可见 $\overline{p'd'}$ 代表 a_D 。

由图可见, $a_D = \mu_a \cdot \overline{p'd'}$, 方向同 $\overline{p'd'}$ 。

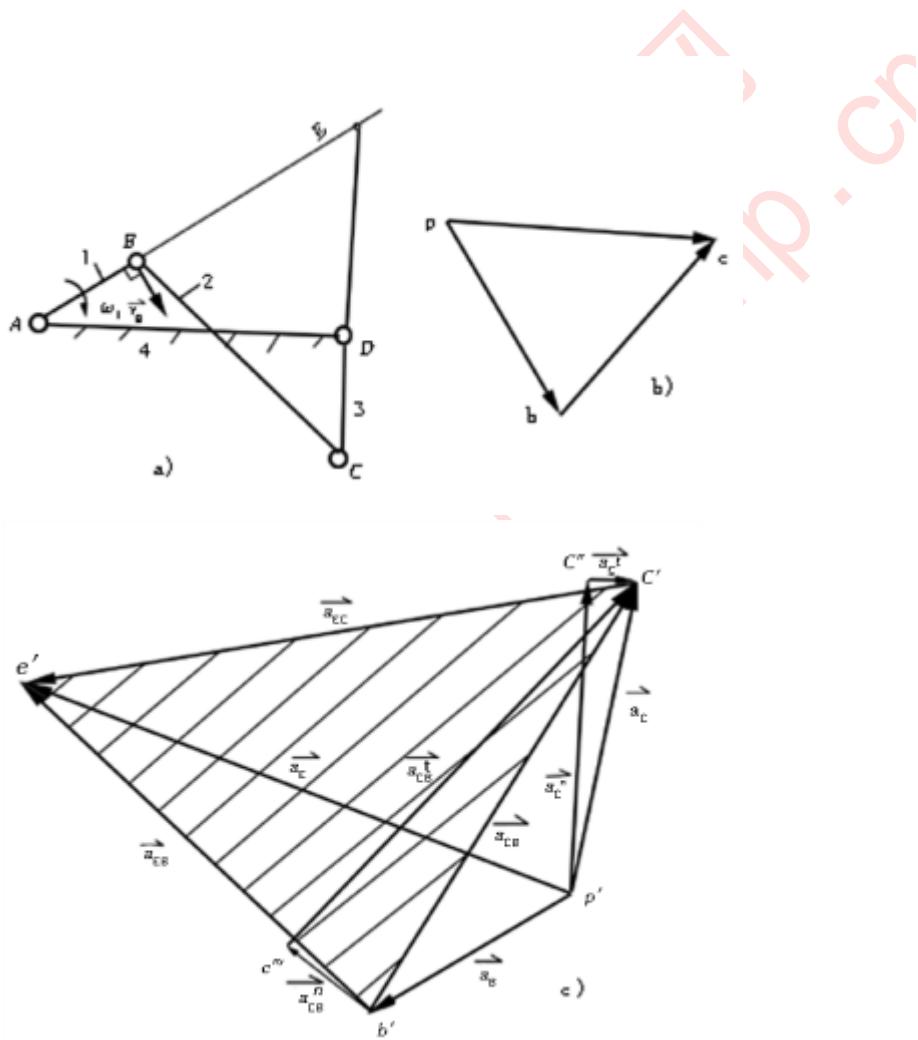
4.10 如题 4.10 图所示的铰链四杆机构中, 已知 $l_{AB} = 30\text{mm}$, $l_{BC} = 75\text{mm}$, $l_{CD} = 32\text{mm}$, $l_{AD} = 80\text{mm}$, 构件 1 以等角速度 $\omega_1 = 10\text{rad/s}$ 顺时针转动。现已作出该瞬时的速度多边形 (题 4.10 图 b) 和加速度多边形 (题 4.10 图 c)。试用图解法求: (1) 构件 2 上速度为零的点 E 的位置, 并求出该点的加速度 a_E ; (2) 为加速度多边形中各矢量标注相应符号; (3) 求构件 2 的角加速度 α_2 。



题 4.10 图

解: 取 $\mu_L = 0.01 \text{ m/mm}$, 作结构简图, 如题 4.10 答案图 a 所示。

(1) 求构件 2 上速度为零的点 E 及 E 点的加速度 a_E 。



题 4.10 答案图

①求 v_B 。 $v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 10 \times 0.03 = 0.3 \text{ m/s}$, 方向如题 4.10 答案图 a 所示, 且 $\perp AB$ 。

②求 v_C 。

$$v_C = v_B + v_{CB}$$

$$\text{大小} \quad ? \quad 0.3 \text{ m/s} \quad ?$$

$$\text{方向} \quad \text{水平} \quad \perp AB \quad \perp BC$$

取 $\mu_v = 0.01 \text{ m/s/mm}$, 作速度矢量图如题 4.10 答案图 b 所示。

因 $v_E = 0$, 故在速度图中, e 与极点 p 相重合, 即三角符号 Δpbc 为 ΔBCE 的影像,

其作图过程为: 过 B 点作 $BE \perp \overline{pb}$, 过 C 点作 $CE \perp \overline{pc}$, 其交点即为 E 点, 如题 4.10 答案图 a 所示。

③求 ω_2 、 ω_3 及 a_C 。

$$\text{由图可知, } v_{CB} = \mu_v \cdot \overline{bc} = 0.01 \times 33 = 0.33 \text{ m/s}, v_C = \mu_v \cdot \overline{pc} = 0.01 \times 38 = 0.38 \text{ m/s}.$$

$$\text{又因 } v_{CB} = \omega_2 \cdot l_{BC}, \quad v_C = \omega_3 \cdot l_{CD}$$

$$\text{则 } \omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}} = \frac{0.33}{0.075} = 4.4 \text{ rad/s, 方向为逆时针。}$$

$$\omega_3 = \frac{v_C}{l_{CD}} = \frac{0.38}{0.032} = 11.88 \text{ rad/s, 方向为逆时针。}$$

$$a_C = \omega_C^n + \omega_C^t = a_B + a_{CB}^n + a_{CB}^t$$

$$\text{大小} \quad \omega_3^2 l_{CD} \quad ? \quad \omega_1^2 \cdot l_{AB} \quad \omega_2^2 l_{CB} \quad ?$$

$$\text{方向} \quad C \rightarrow D \quad \perp CD \quad B \rightarrow A \quad C \rightarrow B \quad \perp BC$$

取 $\mu_a = 0.1 \text{ m/s}^2$, 作加速度矢量图, 如题 4.10 答案图 c 所示, 则 $\overline{p'c'}$ 代表 a_C 。

$$\alpha_c = \mu_a \cdot \overline{p'c'} = 0.1 \times 45 = 4.5 \text{ m/s}^2, \text{ 方向 } \overline{p'c'}。$$

④ 求 α_E 。利用加速度影像原理，即 $\Delta b'c'e' \sim \Delta BCE$ 。作图过程为：作 $\angle c'b'e' = \angle BCE, \angle c'b'e' = \angle CBE$ ，其交点即为 e' ，则 $\overline{p'e'}$ 代表 α_E 。

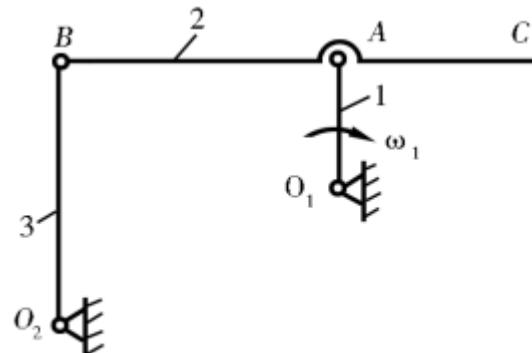
(2) 各矢量标准符号如题 4.10 答案图 c 所示。

(3) 求构件 2 的角加速度 α_2 。

由图可知， $\alpha'_{CB} = \mu_a \cdot \overline{c''c'} = 0.1 \times 68.5 = 6.85 \text{ m/s}^2$ ，又因 $\alpha'_{CB} = \alpha_2 \cdot l_{CB}$ ，则

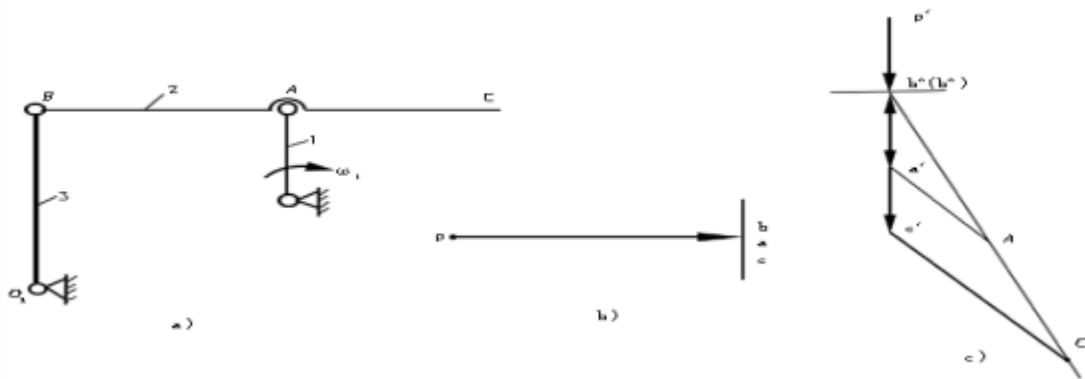
$$\alpha_2 = \frac{\alpha'_{CB}}{l_{CB}} = \frac{6.85}{0.032} = 214.1 \text{ rad/s}^2$$

4.11 如题 4.11 图所示为一四杆机构，设已知 $l_{O_2B} = 2l_{O_1A} = 400 \text{ mm}$ ， $l_{BC} = 650 \text{ mm}$ ， $l_{AB} = 350 \text{ mm}$ ， $\omega_1 = 120 \text{ rad/min}$ ，求当 O_1A 平行于 O_2B 且垂直于 AB 时的 v_C 和 α_C 。



题 4.11 图

解：取 $\mu_L = 0.01 \text{ m/mm}$ ，画出机构的位置图，如题 4.11 答案图 a 所示。



题 4.11 答案图

(1) 速度分析。

①求 v_A 。 $v_A = \omega_1 l_{AO_1} = \frac{120}{60} \times 0.2 = 0.4 \text{ m/s}$ ，方向垂直于 O_1A 。

②求 v_B 。因 B 点与 A 点同为构件 2 上的点，故有：

$$\begin{array}{rcl}
 v_B & = & v_A + v_{B/A} \\
 \text{大小} & ? & 0.4 & ? \\
 \text{方向} & \perp O_2B & \perp O_1A & \perp AB
 \end{array}$$

取速度比例尺 $\mu_v = 0.01 \text{ m/s/mm}$ ，作速度矢量如题 4.11 答案图 b 所示，由图可知：

$$v_B = v_A = \overrightarrow{pa} = \overrightarrow{pb}$$

③求 v_C 。因为 $v_A = v_B$ ，所以构件 2 在此瞬时作平动，即 $v_C = v_A = v_B = \overrightarrow{pa}$ ，

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{BA}} = 0$$

$$\omega_3 = \frac{v_B}{l_{O_2B}} = \frac{\overrightarrow{pb} \cdot \mu_v}{l_{O_2B}} = \frac{40 \times 0.01}{0.4} = 1 \text{ rad/s}$$

方向为顺时针转。

(2) 加速度分析。

① 求 α_A 。由已知条件可知: $\alpha_A'' = \omega_1^2 \cdot l_{O_1 A} = \left(\frac{120}{60}\right)^2 \times 0.2 = 0.8 \text{ m/s}^2$, 方向 $A \rightarrow O_1$,

$$\alpha_B' = 0.$$

②求 α_B 。根据相对运动原理, 可建立下列方程式

$$\alpha_B = \alpha_B'' + \alpha_B' = \alpha_A + \alpha_{BA}'' + \alpha_{BA}'$$

$$\text{大小} \quad ? \quad \omega_3^2 \cdot l_{O_2 B} \quad ? \quad 0.8 \quad 0 \quad ?$$

$$\text{方向} \quad ? \quad B \rightarrow O_2 \quad \perp O_2 B \quad B \rightarrow O_1 \quad \perp BA.$$

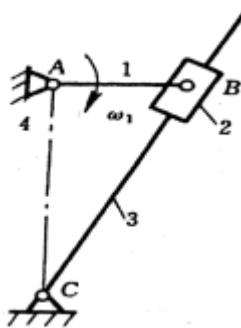
取 $\mu_a = 0.025 \text{ m/s}^2$, 作加速度矢量图如题 4.11 答案图 c 所示, 则 $\overrightarrow{p'b'}$ 代表 α_B 。

③求 α_C 。根据影像原理可得出: $BA:AC = b'a':a'c'$, 作图如题 4.11 答案图 c 所示,

可得出 $\overrightarrow{p'c'}$ 代表 α_C 。

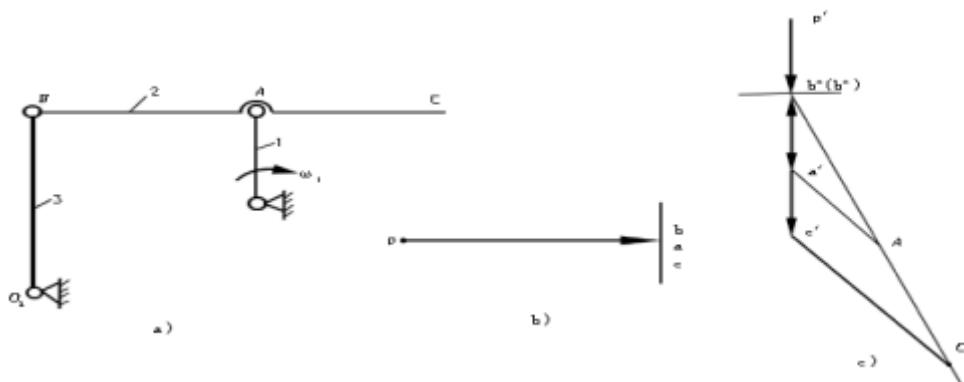
$$\alpha_C = \mu_a \cdot \overrightarrow{p'c'} = 0.025 \times 47 = 1.18 \text{ m/s}^2, \text{ 方向垂直向下。}$$

4.12 如题 4.12 图所示为摆动导杆机构, 设已知 $l_{AB} = 60 \text{ mm}$, $l_{AC} = 120 \text{ mm}$, 曲柄 AB 以等角速度 $\omega_1 = 30 \text{ rad/s}$ 顺时针转动。求: (1) 当 $\angle BAC = 90^\circ$ 时, 构件 3 的角速度 ω_3 和角加速度 α_3 ; (2) 当 $\angle ABC = 90^\circ$ 时, 构件 3 的角速度 ω_3 和角加速度; (3) 当 $\angle ABC = 180^\circ$ (B 点转于 AC 之间) 时, 构件 3 的角速度 ω_3 和角加速度 α_3 。



题 4.12 图

解: (1) 当 $\angle BAC = 90^\circ$ 时, 取 $\mu_v = 0.003 \text{ m/mm}$, 画出机构的位置图, 如题 4.12 答案图 (一) a 所示。



题 4.12 答案图 (一)

①求 ω_3 。

$$v_{B_3} = v_{B_2} + v_{B_3 B_2} \quad \dots \dots (1)$$

大小 ? $\omega_1 \cdot l_{AB}$?

方向 $\perp BC$ $\perp AB$ $\parallel BC$

取 $\mu_v = 0.06 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, 作速度矢量图如题 4.12 答案图 (一) b 所示, 由图可知: $\overline{pb_3}$ 代表 v_{B_3} , 则

$$\omega_3 = \frac{\nu_{B3}}{l_{BC}} = \frac{\overline{pb_3} \cdot \mu_v}{BC \cdot \mu_L} = \frac{12 \times 0.06}{45 \times 0.003} = 5.33 \text{ rad/s}$$

方向为顺时针, 且 $\omega_2 = \omega_2$ 。

②求 α_3 。

$$\alpha_{B3} = \alpha_{B3}^n + \alpha_{B3}^t = \alpha_{B2} + \alpha_{B3B2}^k + \alpha_{B3B2}^r \quad \dots \dots \quad (2)$$

大小 $\omega_3^2 \cdot l_{BC}$? $\omega_1^2 \cdot l_{AB}$ $2\omega_2 \nu_{B3B2}$?

方向 $B \rightarrow C \perp BC$ $B \rightarrow A \perp BC$ $\parallel BC$

式中 $\alpha_{B3}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC} = 5.33 \times 45 \times 0.03 = 7.20 \text{ m/s}^2$

$$\alpha_{B2} = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 30^2 \times 0.06 = 54 \text{ m/s}^2$$

$$\alpha_{B3B2}^k = 2\omega_2 \cdot \nu_{B3B2} = 2\omega_3 \cdot \overline{b_2 b_3} \cdot \mu_v = 2 \times 5.33 \times 27 \times 0.06 = 17.3 \text{ m/s}^2$$

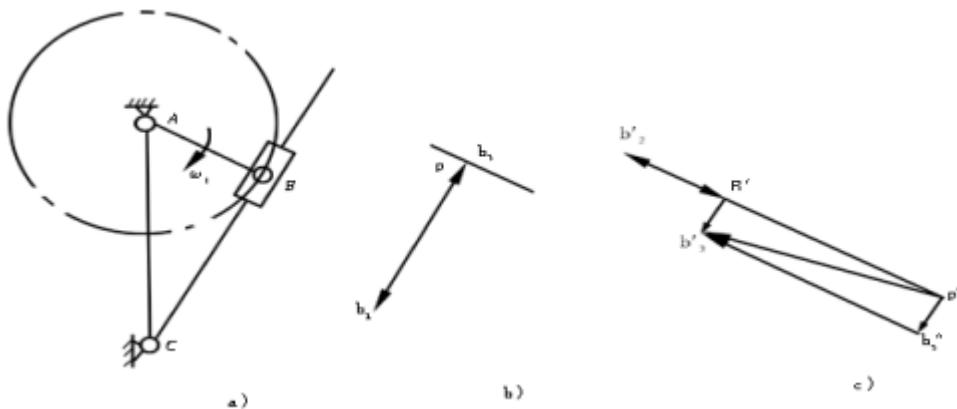
取 $\mu_a = 1 \text{ m/mm}$, 作加速度矢量图如题 4.12 答案图 (一) c 所示, 由图可知: $\overline{b_3'' b_3'}$ 代表 α_{B3}^t , 将 $\overline{b_3'' b_3'}$ 移至 B 点, 得:

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_{B3}^t}{l_{BC}} = \frac{\overline{b_3'' b_3'} \cdot \mu_a}{BC \cdot \mu_L} = \frac{30.05 \times 1}{45 \times 0.003} = 222.6 \text{ rad/s}^2$$

方向为逆时针转。

(2) 当 $\angle ABC = 90^\circ$ 时, 取 $\mu_L = 0.003 \text{ m/mm}$, 画出机构的位置图, 如题 4.12 答案图

(二) α 所示。



题 4.12 答案图 (二)

①求 ω_3 。依据矢量方程 (1)，作速度矢量图如题 4.12 答案图 (二) b 所示，取

$\mu_v = 0.06 \text{ m/s/mm}$ 。由图可知: $\overrightarrow{b_2 b_3}$ 代表 $v_{B_3 B_2}$ ， $\overrightarrow{p b_3} = 0$ ，则 $\omega_3 = 0$ 。

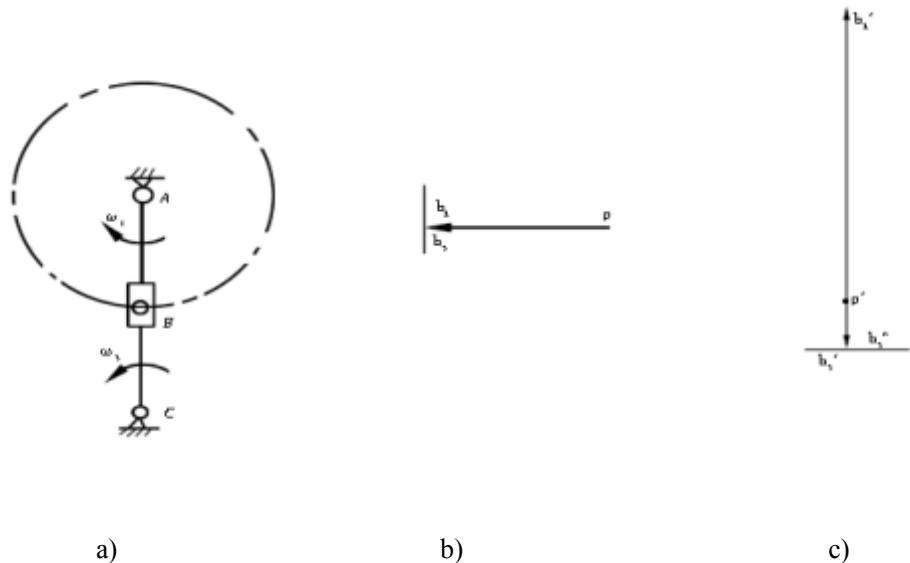
②求 α_3 。依据矢量方程 (2)，作加速度矢量图如题 4.12 答案图 (二) c 所示，取

$\mu_a = 1 \text{ m/s}^2/\text{mm}$ 。由图可知: $\overrightarrow{b_3'' b_2'}$ 代表 a_{B_3}' ，则

$$\alpha_3 = \frac{a_{B_3}'}{l_{BC}} = \frac{\overrightarrow{b_3'' b_2'} \cdot \mu_a}{BC \cdot \mu_L} = \frac{37 \times 1}{35 \times 0.003} = 352.4 \text{ rad/s}^2$$

方向为逆时针转。

(3) 当 $\angle ABC = 180^\circ$ 时，取 $\mu_L = 0.003 \text{ m/mm}$ ，画出机构的位置图，如题 4.12 答案图 (三) a 所示。



题 4.12 答案

① 求 ω_3 。依据矢量方程 (1)，作速度矢量图如题 4.12 答案图 (三) b 所示，取

$\mu_v = 0.06 \frac{m}{s}/mm$ 。由图可知: $\overline{b_2 b_3}$ 代表 $v_{B_3 B_2}$ ，又 b_2 、 b_3 重合，则 $v_{B_3 B_2} = 0$, $\overline{pb_3}$ 代表 v_{B_3} ，则

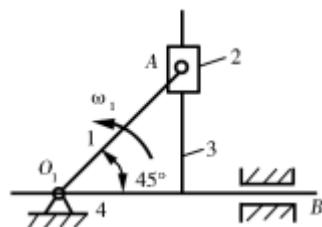
$$\omega_3 = \frac{v_{B_3}}{l_{BC}} = \frac{p_{b_3} \cdot \mu_v}{BC \cdot \mu_L} = \frac{30 \times 0.06}{20 \times 0.003} = 30 \frac{rad}{s}$$

方向为逆时针转。

②求 α_3 。依据矢量方程 (2)，作加速度矢量如题 4.12 答案图 (三) c 所示，取

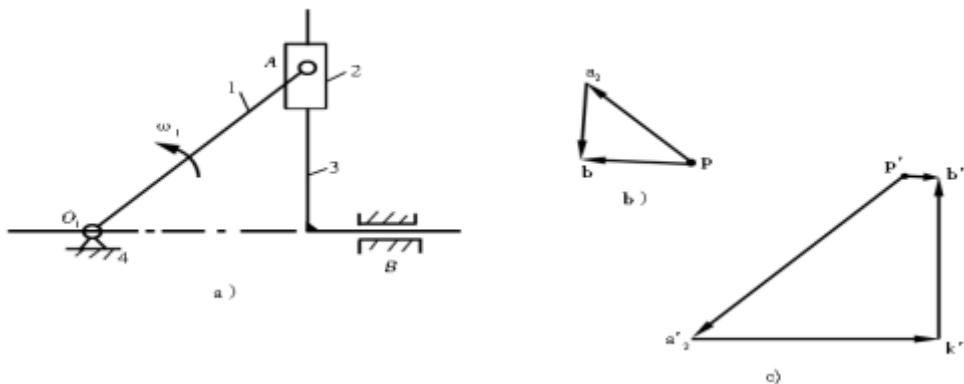
$\mu_a = 1 \frac{m}{s^2}/mm$ 。由图可知: 因 b_3'' 、 b_2' 重合， $v_{B_3}' = 0$ ，则 $\alpha_3 = 0$ 。

4.13 如题 4.13 图所示，设已知 $l_{O_1 A} = 200mm$ ，构件逆时针转动， $\omega_1 = 30 \frac{rad}{min}$ ，求 v_B 及 a_B 。



题 4.13 图

解: 取 $\mu_L = 0.005 \text{ m/mm}$, 画出机构的位置图, 如题 4.13 答案图 a 所示。



题 4.13 答案图

(1) 速度分析 (求 v_B)。

$$v_A = v_{A2}, \text{ 即 } v_A = v_{A2} = \omega_1 \cdot l_{O_1 A} = \frac{30}{60} \times 0.2 = 0.1 \text{ m/s}, \text{ 方向垂直于 } O_1 A.$$

$$v_B = v_{A2} + v_{B/A2}$$

大小	?	0.1	?
方向	水平	$\perp O_1 A$	铅垂

取 $\mu_v = 0.005 \text{ m/s/mm}$, 作速度矢量图如题 4.13 答案图 b 所示, 由图可知: \overrightarrow{pb} 代表 v_B ; $\overrightarrow{a_2 b}$

代表 v_{B/A_2} , 则

$$v_B = \overrightarrow{pb} \cdot \mu_v = 14.5 \times 0.005 = 0.073 \text{ m/s}$$

方向为水平。

(2) 加速度分析 (求 a_B)。

$$a_B = a_{A2} + a_{B/A2}^k + a_{B/A2}^r$$

大小	?	$\omega_1^2 \cdot v_{OA}$?
----	---	---------------------------	---

方向	水平	$A \rightarrow O$	水平向右
----	----	-------------------	------

式中 $a_{B_2} = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = \left(\frac{30}{60}\right)^2 \times 0.2 = 0.05 \text{ m/s}^2$

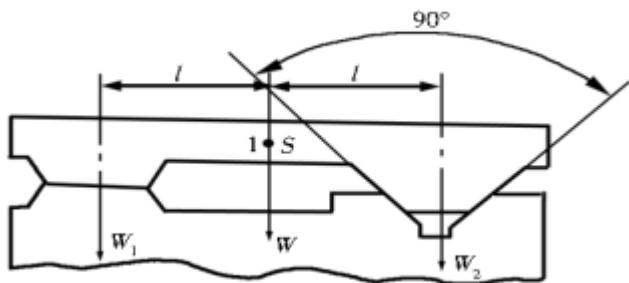
$$a_{B_2}^k = 2\omega_1 \cdot v_{B_2} = 2\omega_2 \cdot v_{B_2} = 2 \times \frac{30}{60} \times 8 \times 0.005 = 0.04 \text{ m/s}^2$$

取 $\mu_a = 0.00125 \text{ mm/s}^2$ ，作加速度矢量图如题 4.13 答案图 c 所示，由图可知： $\overline{p'b}$ 代表 a_B ，则

$$a_B = \mu_a \cdot \overline{p'b} = 0.00125 \times 5 = 0.00625 \text{ m/s}^2$$

方向为水平向右。

4.14 如题 4.14 图所示为一机床的矩形-V 形导轨，已知拖板 1 的运动方向垂直于纸面，重心在 S 处，几何尺寸如图所示，各接触面间的滑动摩擦系数 $f = 0.1$ 。求 V 形导轨处的当量摩擦系数 f_v 。



题 4.14 图

解：作用于导轨上压力为 W_1 、 W_2 。

$$W = W_1 + W_2$$

根据力矩平衡条件可知：

$$W_1 = W_2$$

作用在左右导轨上的摩擦力为 F_1 、 F_2

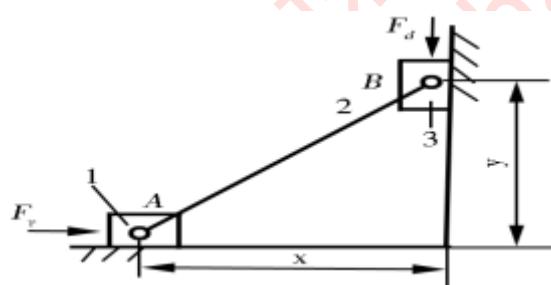
$$F_1 = f \cdot W_1 = \frac{1}{2} f W$$

$$F_2 = f \cdot \frac{W_2}{\sin 45^\circ} = \frac{1}{2 \sin 45^\circ} f \cdot W$$

所以

$$F_v = \frac{1}{\sin 45^\circ} f$$

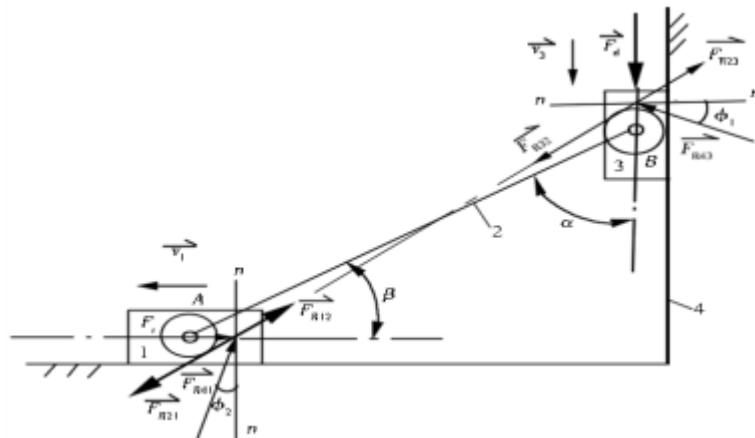
4.15 如题 4.15 图所示, 已知 $x = 250\text{mm}$, $y = 200\text{mm}$, F_d 为驱动力, F_r 为工作阻力, 转动副 A 、 B 的轴颈半径为 r , 当量摩擦系数为 f_o , 滑动摩擦系数为 f , 忽略各构件的重力和惯性力。试作出各运动副中总反力的作用线。



题 4.15 图

答: (1) 求 $\overline{F_{R12}}$ 、 $\overline{F_{R32}}$ 。忽略各构件的重量和惯性力, 杆 2 为二力杆, 作用在杆 2 上的两个力 $\overline{F_{R32}}$ 和 $\overline{F_{R12}}$ 应等值、共线、反向。当考虑摩擦后, 该二力不通过铰链中心, 而与摩擦圆相切。滑块 3 向下移动, 连杆 2 与垂直导路的夹角 α 增大, 连杆 2 相对于滑块 3 的转速 ω_{23} 为顺时针方向。所以, $\overline{F_{R32}}$ 对轴心产生的摩擦力矩为逆时针方向。因而 F_{R32} 应切于摩擦圆上方。同时, 滑块 1 左移, β 角减小, ω_{21} 为顺时针方向, 所以 F_{R12} 对轴心产生的

摩擦力为逆时针方向。因而 $\overline{F_{R12}}$ 应切于摩擦圆下方。由于 $\overline{F_{R12}}$ 与 $\overline{F_{R32}}$ 应共线，因此，它们的作用线应是 A、B 两点摩擦圆的内公切线，如题 4.15 答案图所示。



题 4.15 答案图

- (2) 求 $\overline{F_{R43}}$ 。取滑块 3 为单元体，其上作用力为 $\overline{F_d}$ 、 $\overline{F_{R23}}$ 、 $\overline{F_{R43}}$ ，且三力汇交于一点。 $\overline{F_{R43}}$ 与滑块 3 的速度 $\overline{v_3}$ 的夹角大于 90° ，如题 4.15 答案所示。
- (3) 求 $\overline{F_{R41}}$ 。取滑块 1 为单元体，其上作用力为 $\overline{F_r}$ 、 $\overline{F_{R23}}$ 、 $\overline{F_{R41}}$ ，且三力汇交于一点， $\overline{F_{R41}}$ 与 $\overline{v_1}$ 的夹角大于 90° ，如题 4.15 答案图所示。

4.16 一铰链四杆机构中，已知 $l_{BC} = 500\text{mm}$, $l_{CD} = 350\text{mm}$, $l_{AD} = 300\text{mm}$, AD 为机架。试问：

- (1) 若此机构为双曲柄机构，且 AB 为曲柄，求 l_{AB} 的最大值。
- (2) 若此机构为双曲柄机构，求 l_{AB} 的最小值。
- (3) 若此机构为双摇杆机构，求 l_{AB} 的取值范围。

解：结构简图如题 4.16 答案图所示。

- (1) 若为曲柄摇杆机构，则 AB 为最短，且 $l_{AB} + l_{BC} \leq l_{AD} + l_{CD}$

代入已知量求解得 $l_{AB} \leq 150\text{mm}$ ，则 l_{AB} 的最大值为 150mm 。

(2) 若为双曲柄机构，则 AD 应为最短，且：

① 当 AB 为最长时，由于 $l_{AD} + l_{AB} \leq l_{BC} + l_{CD}$ ，可得出 $l_{AB} \leq 550\text{mm}$ 。

② 当 AB 不是最长时，由于 $l_{AD} + l_{BC} \leq l_{AB} + l_{CD}$ ，可得出 $l_{AB} \geq 450\text{mm}$

要满足上述二种情况， l_{AB} 的最小值应为 450mm 。

(3) 若为双摇杆机构，则只能是不满足杆长之和的条件，即为最短杆与最长杆长度之和大于其它两杆长度之和。

① 当 l_{AB} 为最短时，由于 $l_{AB} + l_{BC} > l_{AD} + l_{CD}$ ，可得出 $l_{AB} > 150\text{mm}$ ；

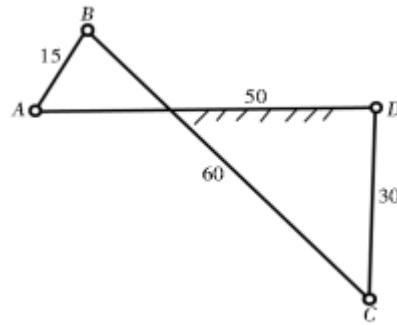
② 当 l_{AB} 为最长时，由于 $l_{AB} + l_{BC} > l_{AD} + l_{CD}$ ，可得出 $l_{AB} > 150\text{mm}$ ，又由于 $l_{AB} < l_{BC} + l_{CD} + l_{AD}$ ，可得出 $l_{AB} < 1150\text{mm}$ 。

③ 当 $l_{AD} < l_{AB} < l_{BC}$ 时，由于 $l_{AD} + l_{BC} > l_{AB} + l_{CD}$ ，可得出 $l_{AB} < 450\text{mm}$

要满足上述三种情况， l_{AB} 的取值范围为 $150\text{mm} < l_{AB} < 450\text{mm}$ 或 $550\text{mm} < l_{AB} < 1150\text{mm}$ 。

4.17 已知铰链四杆机构（如题 4.17 图所示）各构件的长度，试问：

- (1) 这是铰链四杆机构基本形式中的何种机构？
- (2) 若以 AB 为原动件，此机构有无急回特性？为什么？
- (3) 当以 AB 为原动件时，此机构的最小传动角出现在机构何位置（在图上标出）？

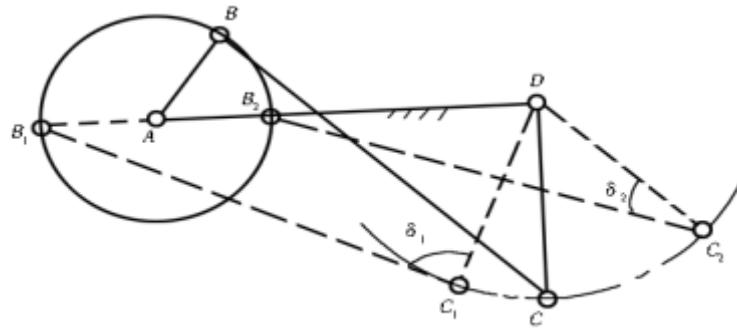


题 4.17 图

答：(1) 因为 $l_{AB} + l_{BC} < l_{AD} + l_{CD}$ ，且又以最短杆 AB 的邻边为机架，则此机构为曲柄摇杆机构。

(2) 有。因为以 AB 为原动件时，此机构为曲柄摇杆机构。

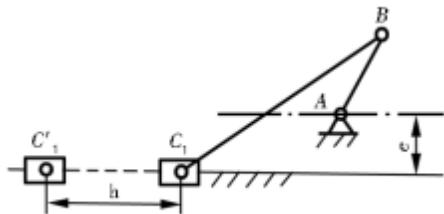
(3) v_{\min} 出现在曲柄与机架共线时的位置，如题 4.17 答案图所示，取比例尺 $\mu_L = 0.001 \text{m/mm}$ ，由图可得出 $v_{\min} = 180^\circ - \delta_1$ 或者 $v_{\min} = \delta_2$ 。



题 4.17 答案图

4.18 如题 4.18 图所示的偏置曲柄滑块机构，已知行程速度变化系数 $K=1.5$ ，滑块行程 $h=50 \text{mm}$ ，偏距 $e=20 \text{mm}$ ，试用图解法求：

- (1) 曲柄长度 l_{AB} 和连杆长度 l_{BC} 。
- (2) 曲柄为原动件时机构的最大压力角 α_{\max} 和最大传动角 γ_{\max} 。
- (3) 滑块为原动件时机构的死点位置。



题 4.18 图

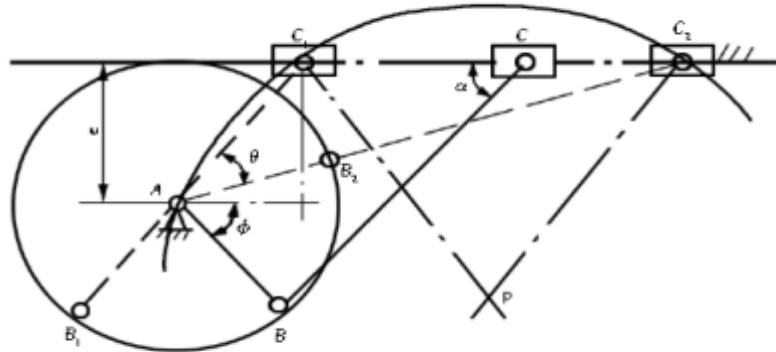
解: (1) 求 l_{AB} 、 l_{BC} 。

$$\text{板位夹角 } \theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 36^\circ$$

作图如题 4.18 答案所示, 取 $\mu_L = 1 \text{ mm/mm}$, 可测得:

$AC_1 = 27 \text{ mm}$; $AC_2 = 70 \text{ mm}$ 。又 $a+b=AC_2$; $b-a=AC_1$, 代入 AC_1 、 AC_2 值后, 联立求得: $a=21.5 \text{ mm}$, $b=48.5 \text{ mm}$ 。

(说明: 设 $AB=a$, $BC=b$ 。将原位置图旋转 180° 后作图)



题 4.18 答案图

结论: $l_{AB} = \mu_L \cdot a = 1 \times 21.5 = 21.5 \text{ mm}$

$$l_{BC} = \mu_L \cdot b = 1 \times 48.5 = 48.5 \text{ mm}$$

(2) 求 α_{\max} 和 ν_{\max} 。由图可知: $\alpha = \arcsin \frac{e \pm l_{AB} \sin \varphi}{l_{BC}}$

当 $\varphi = 90^\circ$ 时, α 为最大值, 即

$$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{e + l_{AB} \cdot \sin 90^\circ}{l_{BC}} = \arcsin \frac{20 + 21.5}{48.5} = 58.8^\circ$$

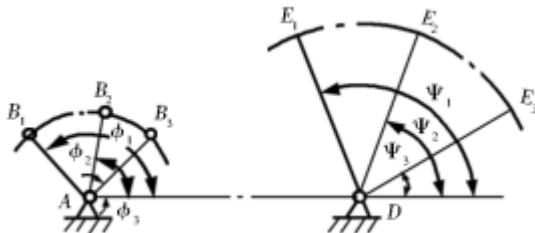
当 $\varphi = 270^\circ$ 时, α 为最小值, 即

$$\alpha_{\min} = \arcsin \frac{e + l_{AB} \cdot \sin 270^\circ}{l_{BC}} = \arcsin \frac{120 - 21.51}{48.5} = 1.77^\circ$$

$$\nu_{\max} = 90^\circ - \alpha_{\min} = 90^\circ - 1.77^\circ = 88.23^\circ$$

(3) 滑块为原动件时, 机构的死点位置为 AB_1C_1 和 AB_2C_2 。

4.19 设计铰链四杆机构 (如题 4.19 图所示), 已知机架长 $l_{AD} = 600 \text{ mm}$, 要求两连架杆的三组对应位置为: $\varphi_1 = 130^\circ$ 和 $\psi_1 = 110^\circ$ 、 $\varphi_2 = 80^\circ$ 和 $\psi_2 = 70^\circ$ 、 $\varphi_3 = 45^\circ$ 和 $\psi_3 = 30^\circ$, 连架杆 AB 的长度 $l_{AB} = 200 \text{ mm}$, 连架杆 CD 上的标线 DE 的长度可取为 $l_{DE} = 400 \text{ mm}$, 试设计此四杆机构。

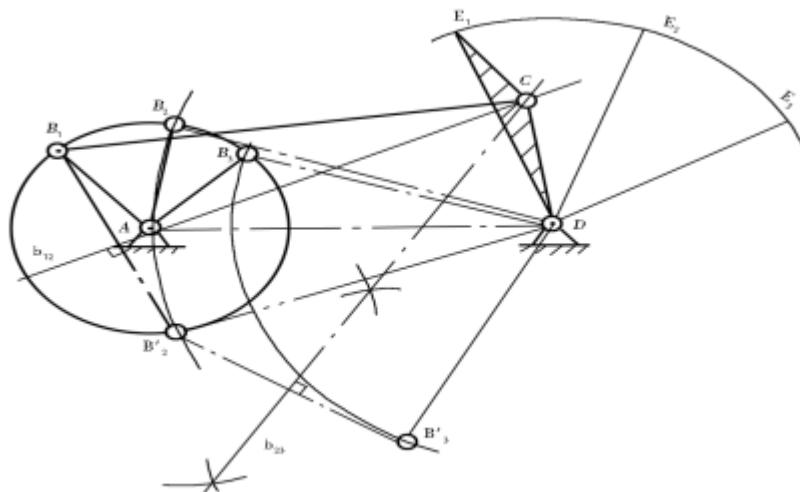


题 4.19 图

解: (1) 取 $\mu_L = 0.01 \text{ m/mm}$, 按给定条件作出 AB、DE 的三组位置, 并连接 DB_2 和 DB_3 。

(2) 用反转法将 DB_2 、 DB_3 分别绕 D 点反转 $\psi_1 - \psi_2 = 40^\circ$, $\psi_1 - \psi_3 = 80^\circ$, 得出 B'_2 、 B'_3 点。

(3) 分别作 $B_1B'_2$ 、 $B_2B'_3$ 垂直平分线 b_{12} 、 b_{23} 交于 C_1 点, 连接 AB_1C_1D , 即为该铰链四杆机构, 如题 4.19 答案图所示。



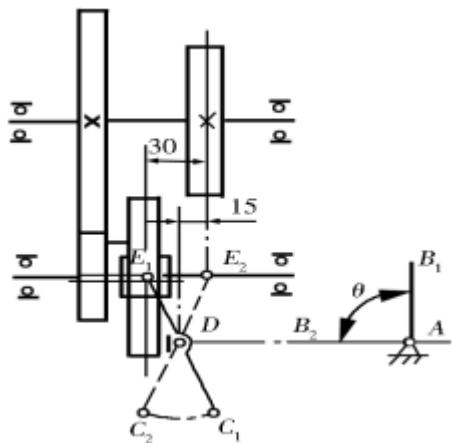
题 4.19 答案图

(4) 由题 4.19 答案图测得: $\overline{B_1C_1} = 70\text{mm}$, $\overline{C_1D} = 25\text{mm}$ 。杆 BC 、 CD 的长度 l_{BC} 、 l_{CD} 为

$$l_{BC} = \overline{B_1C_1} \cdot \mu_L = 70 \times 10 = 700\text{mm}$$

$$l_{CD} = \overline{C_1D} \cdot \mu_L = 25 \times 10 = 250\text{mm}$$

4.20 如题 4.20 图示所示为一双联齿轮变速装置, 用拔叉 DE 操纵双联齿轮移动。现拟设计一四杆机构 ABCD 操纵拔叉的摆动。已知条件是: 机架 $l_{AD} = 100\text{mm}$, 铰链 A、D 的位置如题 4.20 图所示, 拔叉滑块行程为 30mm, 拔叉尺寸 $l_{ED} = l_{DC} = 40\text{mm}$, 固定轴心 D 在拔叉滑块行程的垂直等分线上。又在此四杆机构 ABCD 中构件 AB 为手柄, 当手柄垂直向上位于 AB_1 位置时, 拔叉处于 E_1 位置, 当手柄 AB_1 逆时针转过 $\theta = 90^\circ$ 处于水平位置 AB_2 时, 拔叉处于 E_2 位置。试设计此四杆机构。



题 4.20 图

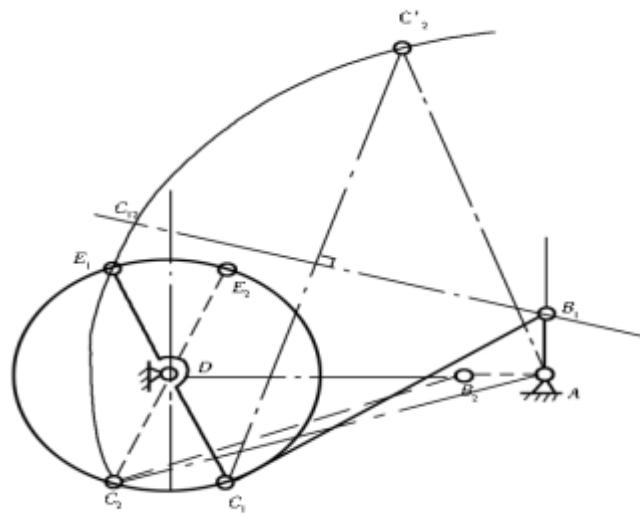
解：如题 4.20 答案图所示，取 $\mu_L = 0.002 \text{ m/mm}$ ，利用刚化反转法，连接 AC_2 ，令 AC_2 绕 A 点反转 θ 角得 C'_2 点，作 $C_1C'_2$ 的垂直平分线，交位置 1 于 B_1 点，连接 $AB_1C_1E_1$ 即为该四杆机构。

由题 4.20 答案图测得

$$\overline{AB_1} = 11\text{mm}, \overline{B_1C_1} = 52\text{mm}$$

$$l_{AB} = \mu_L \cdot \overline{AB} = 2 \times 11 = 22 \text{mm}$$

$$l_{BC} = \mu_L \cdot \overline{BC} = 2 \times 52 = 104 \text{mm}$$



题 4.20 答案图

第 5 章 凸轮机构

5.1 滚子从动件盘形凸轮的基圆半径如何度量？

答：是在理论轮廓上度量的。

5.2 平底垂直于导路的直动从动件盘形凸轮机构的压力角等于多大？设计凸轮机构时，对压力角有什么要求？

答：（1）等于零。

（2）从传力合理，提高传动效率来看，压力角越小越好。设计时规定：

$$\alpha_{\max} \leq [\alpha]$$

5.3 凸轮机构常用的四种从动件运动规律中，哪种运动规律有刚性冲击？哪些运动规律有柔性冲击？哪种运动规律没有冲击？如何来选择从动件的运动规律？

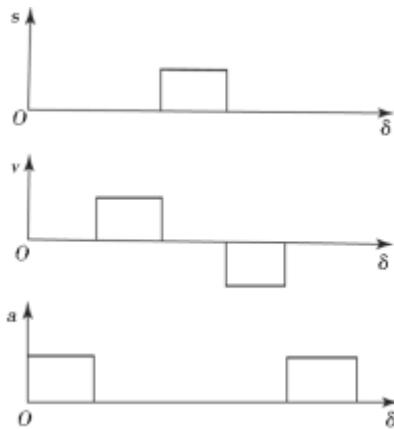
答：匀速运动规律有刚性冲击；等加速-等减速和余弦加速度运动规律有柔性冲击；正弦加速度运动规律没有冲击。

在选择从动件的运动规律时，应根据机器工作时的运动要求来确定。

5.4 工程上设计凸轮机构时，其基圆半径一般如何选取？

答：先根据结构条件初定基圆半径 r_0 。若出现 $\alpha > [\alpha]$ ，则需增大基圆半径 r_0 ，再重新进行设计。

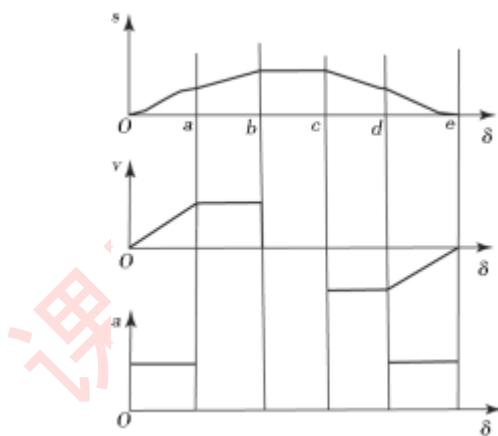
5.5 如题 5.5 图所示为尖顶直动从动件盘形凸轮机构的运动图线，但图题 5.5 给出的运动线图尚不完全，试在图上补全各段的曲线，并指出哪些位置有刚性冲击，哪些位置有柔性冲击。



题 5.5 图

答: (1) 补全各段的曲线, 如题 5.5 答案图所示。

(2) 在 O、b、c、e、处有刚性冲击; 在 a、d 处有柔性冲击。



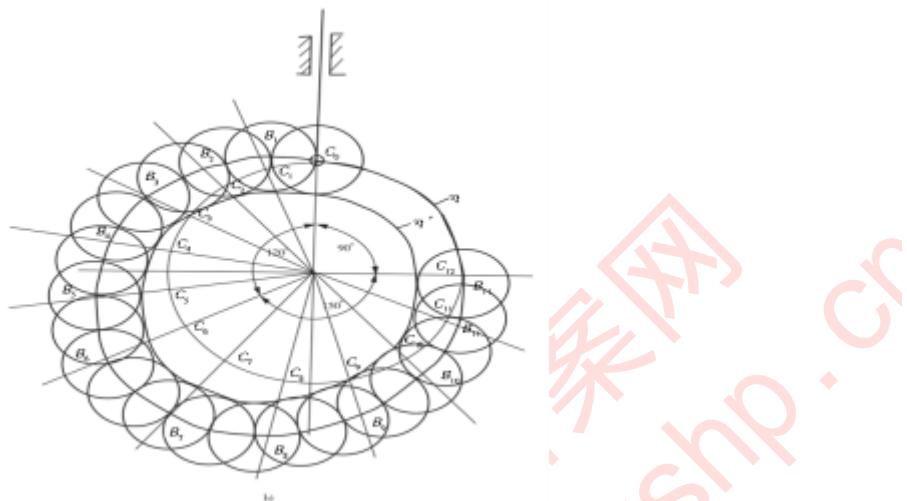
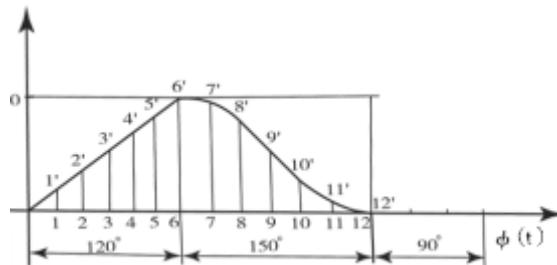
题 5.5 答案图

5.6 试作图法法设计一个对心直动从动件盘形凸轮。已知理论轮廓基圆半径 $r = 50\text{mm}$, 滚子半径 $r_t = 15\text{mm}$, 凸轮顺时针匀速转动。当凸轮转过 120° 时, 从动件以等速运动规律上升 30mm ; 再转过 150° 时, 从动件以余弦加速度运动规律回到原位; 凸轮转过其余 90° 时, 从动件静止不动。

解: 取 $\mu_L = 0.002 \text{m/mm}$ 。

(1) 绘制 $s-\varphi(t)$ 曲线, 如题 5.6 答案图 a 所示, 并将推程、回程各分为 6 等份。

(2) 以相同的比例绘制凸轮基圆及从动件的初始位置, 如题 5.6 答案图 b 所示。



题 5.6 答案图

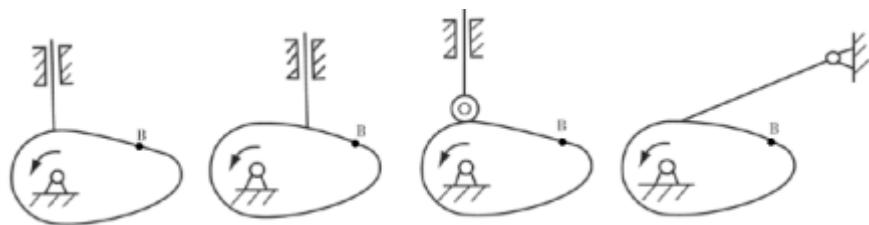
(3) 在题 5.6 答案图 b 上, 按逆时针方向 ($-\omega$) 画出推程角 120° , 回程角 150° , 近休止角 90° , 并在相应段与位移线图对应划分为 6 等份, 得分点 C_1 、 C_2 、 C_3 ……。

(4) 过各分点作径向线, 并从基圆上的点 C_1 、 C_2 、 C_3 ……开始向外量取相应的位移量得 B_1 、 B_2 、 B_3 ……, 即 $B_1C_1 = \overline{11'}$, $B_2C_2 = \overline{22'}$, $B_3C_3 = \overline{33'}$ ……得到反转后滚子中心的位置。

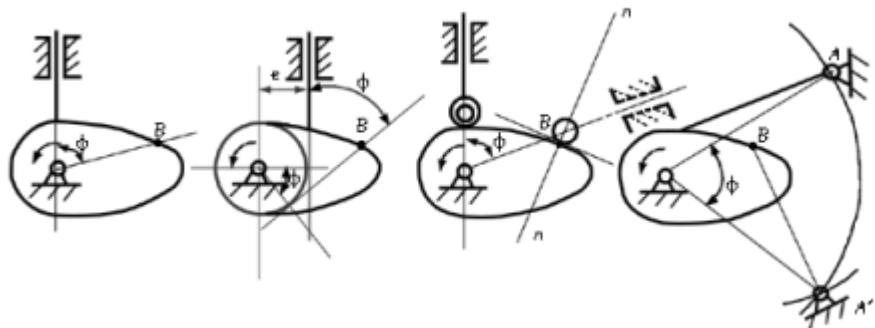
(5) 将 B_1 、 B_2 、 B_3 ……连成光滑曲线, 得凸轮理论轮廓 η 。

(6) 以 η 上各点为圆心, r_t 为半径作一系列圆, 此圆的包络线为凸轮的实际轮廓 η' , 如题 5.6 答案图 b 所示。

5.7 用作图法求出下列各凸轮从如题 5.7 所示位置转到 B 点而与从动件接触时凸轮的转角 φ 。(可在题 5.7 图上标出来)。



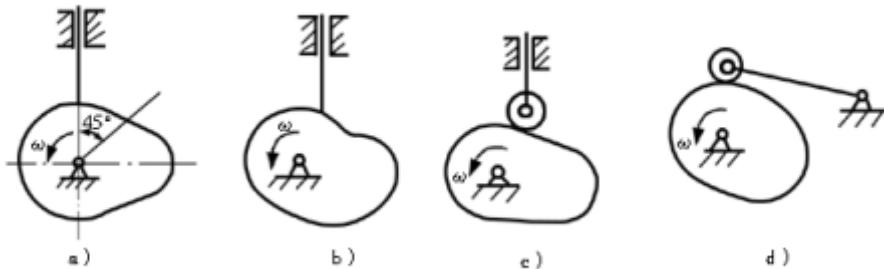
题 5.7 图



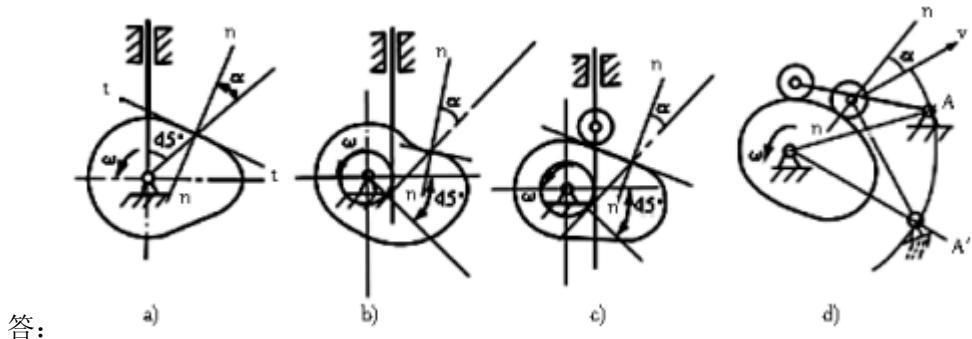
答：

如题 5.7 答案图

5.8 用作图法求出下列各凸轮从如题 5.8 图所示位置转过 45° 后机构的压力角 α 。(可在题 5.8 图上标出来)



题 5.8 图

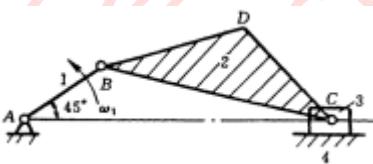


答:

如题 5.8 答案图

5.9 在如题 5.9 图所示偏置直动滚子从动件盘形凸轮机构中, 已知圆盘半径 R , 圆心与转轴中心间的距离 $OA = R/2$, 偏距 $e = OA/\sqrt{2}$, 滚子半径为 r_t 。

- (1) 求在如题 5.9 图所示位置 ($\varphi = 45^\circ$) 时机构的压力角。
- (2) 如分别增大半径 r_t 、偏距 e 、圆心与转轴中心间的距离 OA (三个数值每次只改变一个), 试问从动件的上升距离和压力角有无变化? 为什么?



题 5.9 图

解: (1) 因二者接触点的法线 OB 与 $\overrightarrow{v_C}$ 方向一致, 故 $\alpha = 0^\circ$ 。

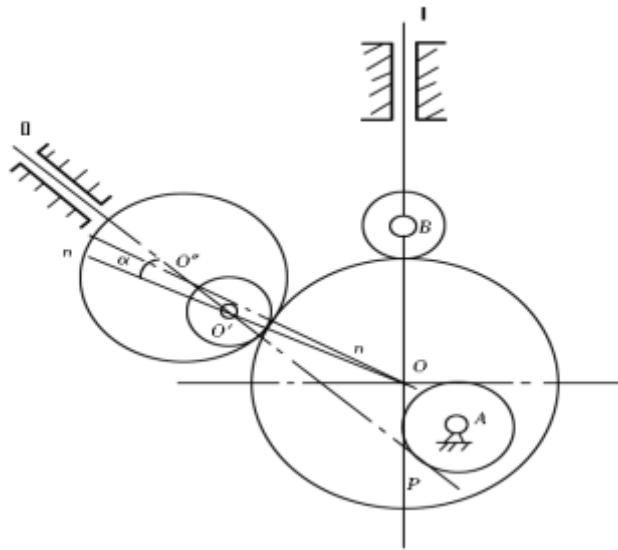
(2) 如题 5.9 答案图所示, 设在某瞬时, 从动件占据位置 II。由图可知。 $\alpha = \angle OOP$ 。

当 r_t 增大时, O' 点上移至 O'' 使得 α 角减小;

当 e 增大时, $\angle OOP$ 增大, α 增大;

当 OA 增大时, α 不变。

从动件的上升距离是不变的。



题 5.9 答案图

5.10 一对心直动滚子从动件盘形凸轮机构，凸轮顺时针匀速转动，基圆半径 $r_o = 40\text{mm}$ ，行程 $h = 20\text{mm}$ ，滚子半径 $r_t = 10\text{mm}$ ，推程运动角 $\phi = 120^\circ$ ，从动件按正弦加速度规律运动，试用极坐标法求出凸轮转角 $\varphi = 30^\circ$ 、 60° 、 90° 时凸轮廓理论轮廓与实际轮廓上对应点的坐标。

解：当从动件按正弦加速度规律运动时，它的位移方程为

$$s = h \left[\frac{\varphi}{\phi} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi\varphi}{\phi}\right) \right]$$

当 $\varphi = 30^\circ$ 、 60° 、 90° 时的位移 S_1 、 S_2 、 S_3 分别为

$$S_1 = 20 \left[\frac{30^\circ}{120^\circ} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi \cdot 30^\circ}{120^\circ}\right) \right] = 1.82\text{mm}$$

$$S_2 = 20 \left[\frac{60^\circ}{120^\circ} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi \cdot 60^\circ}{120^\circ}\right) \right] = 10.00\text{mm}$$

$$S_3 = 20 \left[\frac{90^\circ}{120^\circ} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi \cdot 90^\circ}{120^\circ}\right) \right] = 18.18\text{mm}$$

(1) 用极标法求理论轮廓上对应点的坐标值。

选取凸轮转轴中心为坐标原点, OX 通过从动件的运动起始点, 则理论轮廓上某点的极坐标方程为

$$\begin{cases} \rho = \sqrt{(s_0 + s)^2 + e^2} \\ \theta = \varphi + \beta - \beta_0 \end{cases}$$

因该凸轮机构为对心直动从动件, 故 $s_0 = r_0$ 、 $e = 0$ 、 $\beta = 0$ 、 $\beta_0 = 0$

可求得

$$\begin{cases} \rho = r_0 + s \\ \theta = \varphi \end{cases}$$

当 $\varphi = 30^\circ$ 时: $\rho_1 = r_0 + s_1 = 40 + 1.82 = 41.82\text{mm}$

$$\theta_1 = \varphi_1 = 30^\circ$$

当 $\varphi = 60^\circ$ 时: $\rho_2 = r_0 + s_2 = 40 + 10.00 = 50.00\text{mm}$

$$\theta_2 = \varphi_2 = 60^\circ$$

当 $\varphi = 90^\circ$ 时: $\rho_3 = r_0 + s_3 = 40 + 18.18 = 58.18\text{mm}$

$$\theta_3 = \varphi_3 = 90^\circ$$

(2) 用极坐标方法求实际轮廓上对应点的坐标值。

极坐标方程为

$$\begin{cases} \rho_T = \sqrt{\rho^2 + r_T^2 - 2\rho r_T \cos \lambda} \\ \theta_T = \theta + \Delta\theta \end{cases}$$

式中:

$$\lambda = \arctan \frac{d\rho / d\varphi}{\rho d\theta / d\varphi}$$

根据题意可得出

$$\lambda = \arctan \frac{ds/d\varphi}{\rho} = \arctan \frac{\frac{h}{\phi} (1 - \cos \frac{2\pi\varphi}{\phi})}{\rho}$$

$$\text{当 } \varphi = 30^\circ \text{ 时: } \lambda_1 = \arctan \left[\frac{20}{\frac{2\pi}{3}} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{2\pi} \cdot \frac{\pi}{6} \right) \right] / 41.82 = 12.87^\circ$$

$$\text{当 } \varphi = 60^\circ \text{ 时: } \lambda_2 = \arctan \left[\frac{20}{\frac{2\pi}{3}} \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi}{2\pi} \cdot \frac{\pi}{3} \right) \right] / 50.00 = 20.92^\circ$$

$$\text{当 } \varphi = 90^\circ \text{ 时: } \lambda_3 = \arctan \left[\frac{20}{\frac{2\pi}{3}} \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi}{2\pi} \cdot \frac{\pi}{2} \right) \right] / 58.18 = 9.33^\circ$$

式中:

$$\Delta \theta = \arctan \frac{r_{Ts} \sin \lambda}{\rho - r_T \cos \lambda}$$

$$\text{当 } \varphi = 30^\circ \text{ 时: } \Delta \theta_1 = \arctan \frac{10 \sin 12.87^\circ}{41.82 - 10 \cos 12.87^\circ} = 3.97^\circ$$

$$\text{当 } \varphi = 60^\circ \text{ 时: } \Delta \theta_2 = \arctan \frac{10 \sin 20.92^\circ}{50 - 10 \cos 20.92^\circ} = 5.20^\circ$$

$$\text{当 } \varphi = 90^\circ \text{ 时: } \Delta \theta_3 = \arctan \frac{10 \sin 9.33^\circ}{58.18 - 10 \cos 9.33^\circ} = 1.92^\circ$$

因此可得出

当 $\varphi = 30^\circ$ 时:

$$\begin{cases} \rho_{T1} = \sqrt{\rho_i^2 + r_T^2 - 2\rho_i r_T \cos \lambda_i} \\ = \sqrt{41.82^2 + 10^2 - 2 \times 41.82 \times 10 \times \cos 12.87^\circ} \\ = 32.15 \text{mm} \\ \theta_{T1} = \theta_i + \Delta\theta = 30^\circ + 3.97^\circ = 33.97^\circ \end{cases}$$

当 $\varphi = 60^\circ$ 时：

$$\begin{cases} \rho_{T2} = 40.82 \text{mm} \\ \theta_{T2} = 65.20^\circ \end{cases}$$

当 $\varphi = 90^\circ$ 时：

$$\begin{cases} \rho_{T3} = 48.34 \text{mm} \\ \theta_{T3} = 91.92^\circ \end{cases}$$

课后答案网
www.hackshp.cn

第6章 间歇运动机构

6.1 某牛头刨床工作台横向进给丝杆的导程为 5 mm, 与丝杆联动的棘轮齿数为 40, 求此牛头刨床的最小横向进给量是多少? 若要求此牛头刨床工作台的横向进给量为 0.5mm, 则棘轮每次能转过的角设应为多少?

答: 牛头刨床的横向进给量最小为

$$f_{\min} = \frac{5}{40} = 0.125 \text{ mm}$$

若要求其横向进给量为 0.5mm, 则棘轮每次转过的角度应为 $\frac{0.5}{0.125} \times \frac{360^\circ}{40} = 36^\circ$

6.2 某外啮合槽轮机构中槽轮的槽数 $z=6$, 圆销的数目 $k=1$, 若槽轮的静止时间为 $t_1 = 2 \text{ s/r}$, 试求主动拨盘的转速 n 。

答: 主动拨盘的转速为:

$$n = \frac{360^\circ + \frac{360^\circ - 180^\circ}{6}}{2 \times 360^\circ} = \frac{1}{3} \text{ r/s}$$

6.3 在六角车床上六角刀架转位用的外啮合槽轮机构中, 已知槽轮槽数 $z=6$, 槽轮停歇时间 $t_1 = \frac{5}{6} \text{ s/r}$, 运动时间 $t_m = \frac{5}{3} \text{ s/r}$, 求槽轮机构的运动系数 τ 及所需的圆柱销数目。

答: 运动系数 $\tau = \frac{t_m}{t_1 + t_m} = \frac{\frac{5}{3}}{\frac{5}{6} + \frac{5}{3}} = \frac{2}{3}$

$$\text{所需圆柱销数目 } k = \frac{2\pi\tau}{(z-2)} = \frac{2 \times 6 \times \frac{2}{3}}{(6-2)} = 2$$

6.4 内啮合槽轮机构能不能采用多圆柱销拨盘?

答: 不能。

第七章 螺纹连接与螺旋传动

7.1 常用螺纹的种类有哪些？各用于什么场合？

答：常用螺纹的种类有普通螺纹、管螺纹、矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹，前两种主要用于联接，后三种主要用于传动。

7.2 螺纹的主要参数有哪些？怎样计算？

答：螺纹的主要参数有：(1) 大径 d ；(2) 小径 d_1 ；(3) 中径 d_2 ；(4) 螺距 P ；(5) 导程 S ；(6) 升角 λ ； $\tan \lambda = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2}$ ；(7) 牙型角 α 、牙型斜角 β 。

7.3 螺纹的导程和螺距有何区别？螺纹的导程 S 和螺距 P 与螺纹线数 n 有何关系？

答：螺距是螺纹相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离，导程则是同一螺旋线上相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。

导程 S 、螺距 P 、螺纹线数 n 之间的关系： $S = nP$ 。

7.4 根据牙型的不同，螺纹可分为哪几种？各有哪些特点？常用的连接和传动螺纹都有哪些牙型？

答：根据牙型的不同，螺纹可分为普通螺纹、管螺纹、矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹。各种螺纹特点：普通螺纹的当量摩擦系数较大，自锁性能好，强度高，广泛应用于各种紧固连接；管螺纹分圆柱管螺纹和圆锥管螺纹。圆柱管螺纹用于水、煤气、润滑管路系统等低压场合。圆锥管螺纹适用于高温、高压及密封要求较高的管路连接中。常用的连接螺纹的牙型是三角形牙型。常用的传动螺纹的牙型是矩形、梯形和锯齿形牙型。

7.5 螺柱连接的基本形式有哪几种？各适用于何种场合？有何特点？

答：螺纹连接有四种基本类型。

(1) 螺柱连接。其结构特点是被连接件的孔中不切制螺纹，装拆方便，结构简单，适用于经常拆卸、受力较大的场合。

(2) 双头螺栓连接。其结构特点是被连接件中薄件制光孔，厚件制螺纹孔，结构紧凑。适用于连接一厚一薄零件，受力较大、经常拆卸的场合。

(3) 螺钉连接。其结构特点是螺钉直接旋入被连接件的螺纹孔中，结构简单。适用于连接一厚一薄件，受力较少、不经常拆卸的场合。

(4) 紧定螺钉连接。其结构特点是紧定螺钉旋入一零件的螺纹孔中，螺钉端部顶住另一零件，以固定两零件的相对位置。适用于传递不大的力或转矩的场合。

7.6 为什么螺纹连接通常要采用防松措施？常用的防松方法和装置有哪些？

答：连接用的三角形螺纹都具有自锁性，在静载荷或温度变化不大、冲击振动不大时不会自行脱落。但在冲击、振动或变载的作用下，螺纹连接会产生自动松脱现象。因此，设计螺纹连接，必须考虑防松问题。

常用的防松方法有摩擦防松、机械防松、永入防松和化学防松四大类。

7.7 常见的螺栓失效形式有哪几种？失效发生的部位通常在何处？

答：常见的螺栓失效形式有：(1) 螺栓杆拉断；(2) 螺纹的压溃和剪断；(3) 经常装拆时会因磨损而发生滑扣现象。

失效发生的部位通常在螺纹处。

7.8 被连接件受横向载荷时，螺栓是否一定受到剪切力？

答：被连接件受横向载荷时，螺栓不一定全受到剪切力。只有受横向外载荷的铰制孔螺栓连接，螺栓才受剪切力。

7.9 松螺栓连接与紧螺栓连接的区别何在？它们的强度计算有何区别？

答：松螺栓连接在承受工作载荷前，不需把螺母拧紧，即不受预紧力。而紧螺栓连接在承受工作载荷前，必须把螺母拧紧，螺栓承受预紧力。

松螺栓连接的强度按拉伸强度条件进行强度计算。

紧螺栓连接中，螺纹部分受轴向力作用产生拉伸正应力 σ ，因螺纹摩擦力矩的作用产生扭转剪应力 τ ，螺栓螺纹部分产生拉伸与扭转的组合变形，根据强度理论建立强度条件进行强度计算。

7.10 铰制孔用螺栓连接有何特点？用于承受何种载荷？

答：铰制孔用螺栓连接在装配时螺栓杆与孔壁间采用过渡配合，没有间隙，螺母不必拧得很紧。工作时螺栓连接承受横向载荷，螺栓在连接结合面处受剪切作用，螺栓杆与被连接件孔壁相互挤压。

7.11 在进行紧螺栓连接的强度计算时，为什么要将螺栓拉力增加 30%？

答：当螺栓拧紧后，其螺纹部分不仅受因预紧力 F_0 的作用而产生的拉伸正应力 σ ，还受因螺纹摩擦力矩下 Z_t 的作用而产生的扭转剪应力 τ ，使螺栓螺纹部分处于拉伸与扭转的复合应力状态。根据第四强度理论，可求出螺栓螺纹部分危险截面的当量应力 $\sigma_e \approx 1.3\sigma$ ，

则强度条件为 $\sigma_e = 1.3\sigma \leq [\sigma]$

$$\text{因拉伸正应力 } \sigma = \frac{F_o}{A} = \frac{F_o}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$$

$$\text{则强度条件为 } \frac{1.3F_o}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]$$

可见，紧螺栓连接的强度计算可按纯拉伸强度计算，考虑螺纹摩擦力矩 Z_t 的影响，需将螺栓拉力增加 30%。

7.12 判断下列说法的对错：

(1) 对于受轴向工作载荷的紧螺栓连接有： $F_\Sigma = F + F_0$ 。

(2) 紧螺栓连接的强度条件是按拉应力建立的，因此没有考虑剪切应力的影响。

(3) 受拉螺栓连接只能承受轴向载荷。

答：(1) 的说法不对。对于受轴向工作载荷的紧螺栓连接，螺栓所受的轴向总拉力 F_Σ

应为其所受的工作载荷 F 与残余预紧力 F'_0 之和，即 $F_\Sigma = F + F'_0$ 。

(2) 的说法错误。紧螺栓连接中，螺栓所受拉力会产生拉伸正应力，考虑螺纹摩擦力矩的作用而产生的扭转剪应力，螺栓螺纹部分产生拉伸与扭转的组合变形，其强度条件根据强度理论建立的。

(3) 的说法错误。受拉螺栓连接中，承受横向外载荷的紧螺栓连接采用的是普通螺栓连接，由于处于拧紧状态，螺栓受预紧力的作用，被连接件靠其结合面间的摩擦力承受横向外

载荷。

7.13 螺栓连接的结构设计要求螺栓组对称布置于连接接合面的形心，理由是什么？

答：其理由是这样高计能保证接合面的受力比较均匀、对称，而且便于加工制造。

7.14 进行螺栓组连接的受力分析时，有哪五项假说？

答：进行螺栓组连接的受力分析时，有五项假说：(1) 螺栓组内各螺栓的材料、结构、尺寸和所受的预紧力均相同；(2) 螺栓组的对称中心与连接结合面的形心重合；(3) 受载后，连接结合面仍保持为平面；(4) 被连接件为刚体；(5) 螺栓的变形在弹性范围内等。

7.15 总结四种典型螺栓组连接的受力分析情况。

答：总结四种典型螺栓组连接的受力分析情况：

(1) 受横向载荷的螺栓组连接。

① 普通螺栓连接。每个螺栓所受的预紧力

$$F_o = \frac{K_f F_R}{f z m}.$$

② 铰制孔螺栓连接。假设各螺栓受力相等，每个螺栓所受的横向工作剪力

$$F_s = \frac{F_R}{z}$$

(2) 受旋转力矩的螺栓组连接。

① 普通螺栓连接。

$$f F_0 r_1 + f F_0 r_2 + \cdots + f F_0 r_n \geq K_f T$$

$$F_0 \geq \frac{K_f T}{f(r_1 + r_2 + \cdots + r_n)}$$

② 铰制孔螺栓连接。距离被连接件旋转中心最远处的螺栓所受的最大工作剪力为

$$F_{r_{\max}} = \frac{T r_{\max}}{r_1^2 + r_2^2 + \cdots + r_n^2}$$

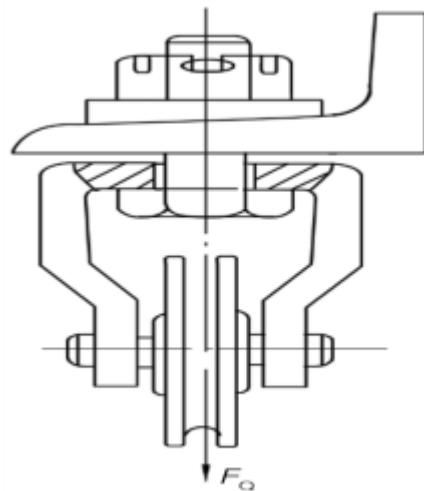
(3) 受轴向载荷的螺栓组连接。每个螺栓所受的轴向工作载荷为

$$F = \frac{F_Q}{z}$$

(4) 受翻转力矩的螺栓组连接。距翻转轴线最远的螺栓所受的最大工作拉力为

$$F_{\max} = \frac{M l_{\max}}{l_1^2 + l_2^2 + \cdots + l_n^2}$$

7.16 起重滑轮松螺栓连接如题 7.16 图所示。已知作用在螺栓上的工作载荷 $F_Q=50\text{kN}$ ，螺栓材料为 Q235，试确定螺栓的直径。



题 7.16 图

解: (1) 确定螺栓的许用应力。根据螺栓材料 Q235, 查表 7.1 得 $\sigma_s = 215 \text{ MPa}$; 查教材表 7.8, 取 $S=1.4$, 则

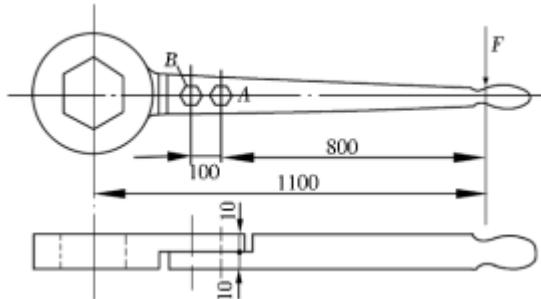
$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{215}{1.4} = 153.57 \text{ MPa}$$

(2) 确定螺栓直径 d 。由式 (7.4) 得

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 50 \times 10^3}{\pi \times 153.57}} = 20.36 \text{ mm}$$

查手册, 得螺栓大径为 $d=24 \text{ mm}$, 其标记为螺栓 GB/T5780 M24× 长度。

7.17 用两个普通螺栓连接长扳手, 尺寸如题 7.17 图所示。两件接合面间的摩擦系数 $f=0.15$, 扳拧力 $F=200 \text{ N}$, 试计算两螺栓所受的力。若螺栓的材料为 Q235, 试确定螺栓的直径。



题 7.17 图

解: (1) 计算两螺栓所受的力。此连接为承受横向外载荷的紧螺栓连接。

①计算 A、B 螺栓承受的横向载荷 F_r 。分析右扳手受力, 画受力图如题 7.17 答案图。根据平衡条件可求出: $F_A = 1800 \text{ N}$, $F_B = 1600 \text{ N}$, 则螺栓承受的横向载荷 $F_{RA}=F_A, F_{RB}=F_B$ 。

②计算螺栓承受横向载荷所需的预紧力。取 $K_f=1.2$, 则

$$F_{0A} = \frac{K_f F_{RA}}{fm} = \frac{1.2 \times 1800}{0.15 \times 1} = 14400 \text{ N}$$

$$F_{0B} = \frac{K_f F_{RA}}{fm} = \frac{1.2 \times 1600}{0.15 \times 1} = 12800 \text{ N}$$

(2) 确定螺栓直径。根据螺栓材料 Q235 查表 7.7 得 $\delta_s = 220 \text{ MPa}$, 根据表 7.8, 控制预紧力取 $S=1.4$, 则许用应力

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{220}{1.4} = 157 \text{ MPa}$$

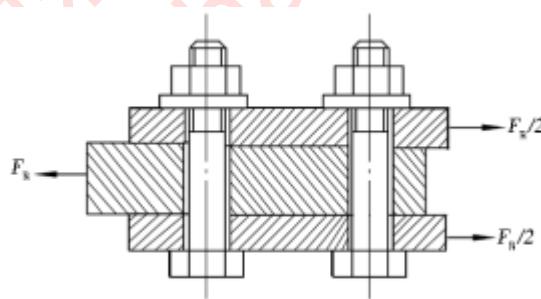
根据紧螺栓连接的强度条件

$$\sigma_e = \frac{1.3 F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]$$

$$\text{得 } d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times F_0}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times F_{0A}}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 14400}{\pi \times 157}} = 12.33 \text{ mm}$$

d_1 为螺栓小径, 查阅螺纹标准, 取螺栓直径 $d=16 \text{ mm}$ 。

7.18 如题 7.18 图所示为普通螺栓连接, 采用 2 个 M10 的螺栓, 螺栓的许用应力 $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$, 被连接合面间的摩擦系数 $f=0.2$, 若取摩擦传力可靠性系数 $K_f=1.2$, 试计算该连接允许传递的最大静载荷 K_R 。



题 7.18 图

解: (1) 求满足螺栓螺纹部分强度条件的预紧力 F_0 。由式 (7.5) 得

$$\frac{1.3 F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \quad \text{可得} \quad F_0 \leq \frac{\pi d_1^2 [\sigma]}{1.3 \times 4}$$

(2) 计算承受横向载荷不产生滑移的预紧力 F_0 。由式 (7.14) 得

$$F_0 = \frac{K_f F_R}{fmz}$$

(3) 计算允许传递的最大静载荷 F_R 。根据螺栓的强度条件和承受横向外载荷不产生滑移条件可得

$$\frac{K_f F_R}{fmz} \leq \frac{\pi d_1^2 [\sigma]}{1.3 \times 4}$$

根据螺栓 M10, 查手册得 $d_1=8.376\text{mm}$ 。则

$$\begin{aligned} F_R &\leq \frac{\pi d_1^2 [\sigma] fmz}{1.3 \times 4 \times k_f} \\ &= \frac{\pi \times 8.376^2 \times 160 \times 0.2 \times 2 \times 2}{1.3 \times 4 \times 1.2} \\ &= 4518.86\text{N} \end{aligned}$$

该连接只许传递的最大静载荷 F_R 为 4518.86N。

7.19 某气缸的蒸气压强 $p=1.5\text{MPa}$, 气缸内径 $D=200\text{mm}$ 。气缸与气缸盖采用螺栓连接(如图 7.26 所示), 螺栓分布圆直径 $D_0=300\text{mm}$ 。为保证紧密性要求, 螺栓间距不得大于 80mm, 试设计此气缸盖的螺栓组连接。

解: (1) 确定螺栓数目 z 。由螺栓间距 $t = \frac{\pi D_0}{z} < 80\text{mm}$

得 $z > 11.775$, 取 $z=12$ 。

(2) 确定每个螺栓所受的轴向工作载荷 F 。

$$F = \frac{\pi D^2 P}{4Z} = \frac{\pi \times 200^2 \times 1.5}{4 \times 12} = 3925\text{N}$$

(3) 计算单个螺栓所受的总拉力。

$$F_{\Sigma} = F + F_0' = F + 1.8F = 2.8F = 2.8 \times 3925 = 10990\text{N}$$

(4) 确定螺栓的对称直径 d 。

① 螺栓材料选用 35 号钢, 由表 7.7 查得 $\sigma_s=315\text{MPa}$, 若装配时不控制预紧力, 假定螺栓直径 $d=16\text{mm}$, 由表 7.9 查得 $S=3$, 则许用应力

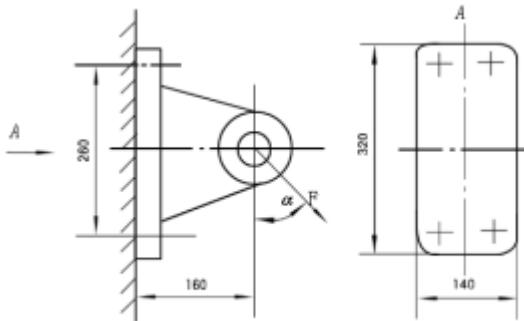
$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{315}{3} = 105\text{MPa}$$

② 由式 (7.10) 确定螺栓小径 d_1 。

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 10990}{\pi \times 105}} = 13.17\text{mm}$$

根据 d_1 计算值, 查螺纹标准得螺栓公称直称 $d=16\text{mm}$, 与假定值相等。此气缸盖螺栓为螺栓 M16 x L GB5782-86。

7.20 如题 7.20 图所示, 机座用 4 个螺栓固定在混凝土壁面上。已知拉力 $F=4\text{kN}$, 作用在宽度为 140mm 的中间平面上, $\alpha=45^\circ$, 混凝土的许用挤压应力 $[\sigma_p]=2\text{MPa}$, 接合面间摩擦系数 $\mu=0.3$, 试设计此连接。



题 7.20 图

解：如题 7.20 图所示，螺栓数 $z=4$ ，对称布置。

(1) 螺栓受力分析。

① 在工作载荷 F 作用下，螺栓组连接承受以下各力和倾覆力矩的作用：

$$\text{轴向力 } F_1 = F \sin \alpha = 4000 \times \sin 45^\circ = 2828 \text{ N}$$

$$\text{横向力 } F_2 = F \cos \alpha = 4000 \times \cos 45^\circ = 2828 \text{ N}$$

$$\text{倾翻力矩 } M = F_1 \times 0 + F_2 \times 160 = 2828 \times 160 = 452480 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

② 在轴向力 F_1 作用下，各螺栓所受工作拉力

$$P_1 = \frac{F_1}{z} = \frac{2828}{4} = 707 \text{ N}$$

③ 在倾覆力矩 M 的作用下，上两个螺栓受到加载作用下两个螺栓受到减载作用。螺栓

$$\text{所受载荷 } P_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^z L^2 i} = \frac{M}{4 \times L} = \frac{452480}{4 \times 130} = 870 \text{ N}$$

④ 上面螺栓所受的轴向工作载荷为

$$P = P_1 + P_{\max} = 707 + 870 = 1577 \text{ N}$$

⑤ 在横向力 F_2 的作用下，底板接合面不产生滑移的条件为

$$f [zF_0 - (1 - K_c)F_1] \geq K_f F_2$$

根据连接条件取 $K_c = 0.2$, $K_f = 1.2$ 。则各螺栓所需要的预紧力为

$$F_0 \geq \frac{\frac{K_f F_2}{f} + (1 - K_c)F_1}{z} = \frac{\frac{1.2 \times 2828}{0.3} + (1 - 0.2) \times 2828}{4} = 3393.6 \text{ N}$$

⑥ 螺栓所受轴向总拉力

$$F_{\Sigma \max} = P + F_0$$

根据式 (7.11) $F_0' = F_0 + (1 - K_c) P$

可得 $F_0' = F_0 - (1 - K_c) P$

整理后可得 $F_{\Sigma \max} = F_0 + K_c P = 3393.6 + 0.2 \times 1577 = 3709 \text{ N}$

(2) 定螺栓直径。选择螺栓材料为 Q235, 由表 7.7 取 $\sigma_s = 205 \text{ MPa}$, $s = 1.3$ 。螺栓材料的

$$\text{许用应力 } [\sigma] = \frac{\sigma_s}{s} = \frac{205}{1.3} = 158 \text{ MPa}$$

由式 (7.10) 计算螺栓的小径 d_1

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_{\Sigma}}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 3709}{\pi \times 158}} = 6.24 \text{ mm}$$

查阅螺纹标准, 选用粗牙普通螺纹, 公称直径 $d=88 \text{ mm}$ 。

(3) 校核螺栓组连接接合面的工作能力。

① 连接接合面下端的挤压应力不超过许用值。

$$\begin{aligned} \sigma_{p \max} &= \frac{1}{A} [zF_0 - (1 - K_c)F_1] + \frac{M}{W} = \frac{1}{320 \times 140} [4 \times 3393.6 - (1 - 0.2) \times 2828] + \frac{452480}{140 \times 320^2} \\ &= 0.44 \text{ MPa} < [\sigma_p] \end{aligned}$$

故连接接合面下端不能被压溃。

② 连接接合面上端不出现间隙, 即 $\sigma_{p \min} > 0$

$$\begin{aligned} \sigma_{p \max} &= \frac{1}{A} [zF_0 - (1 - K_c)F_1] + \frac{M}{W} = \frac{1}{320 \times 140} [4 \times 3393.6 - (1 - 0.2) \times 2828] - \frac{452480}{140 \times 320^2} \\ &= 0.063 \text{ MPa} > 0 \end{aligned}$$

故连接接合面上端不能出现间隙。

(4) 确定各螺纹紧固件 (略)。

第8章 带传动

8.1 带传动的主要类型有哪些？各有何特点？试分析摩擦带传动的工作原理。

答：按传动原理的不同，带传动可分为摩擦型带传动和啮合型带传动。前者是依靠传动带与带轮间的摩擦力实现传动；后者是依靠带内侧凸点与带轮外缘上的齿槽相啮合实现传功。

摩擦带传动是由主动轮、从动轮、紧套在两轮上的传动带及机架组成的，当原动机驱动主动轮转动时，由于带与带轮间摩擦力的作用，使从动轮一起转动，从而实现运动和动力的传递。

8.2 什么是有效拉力？什么是初拉力？它们之间有何关系？

答：当传动带静止时，带两边承受相等的拉力，此力称为初拉力 F_0 。

当传动带传动时，带两边的拉力不再相等。紧边拉力为 F_1 ，松边拉力为 F_2 。带两边的拉力之差称为带传动的有效拉力 F 。

设环形带的总长度不变，可推出 $F_0 = \frac{1}{2}(F_1 + F_2)$

8.3 小带轮包角对带传动有何影响？为什么只给出小带轮包角 α_1 的公式？

答： α_1 角增大说明了整个接触弧上的摩擦力的总和增加，从而提高传动能力。由于大带轮的包角 α_2 大于小带轮的包角 α_1 ，打滑首先发生在小带轮，因此，只要考虑小带轮的包角 α_1 值。

8.4 带传动工作时，带截面上产生哪些应力？应力沿带全长是如何分布的？最大应力在何处？

答：带传动时，带中的应力有三个：（1）由拉力产生的拉应力，带全长上分布的，紧边上为 δ_1 、松边上为 δ_2 ， $\delta_1 > \delta_2$ 。（2）由离心力产生和离心拉应力 δ_c ，作用于带的全长的。

（3）带绕过带轮时发生弯曲，产生的弯曲后应力 δ_b ，发生在带与带轮接触弧所对的圆弧部分，

$\delta_{b1} > \delta_{b2}$ 。

最大应力发生在带左紧边进入小带轮处。

8.5 带传动的弹性滑动和打滑是怎样产生的？它们对传动有何影响？是否可以避免？

答：弹性滑动和打滑是两个截然不同的概念。打滑是指过载引起的全面滑动，是可以避免的。而弹性滑动是由拉力差引起的，只要传递圆周力，就必然会发生弹性滑动，是一种不可避免的物理现象。

8.6 一般来说，带传动的打滑多发生在大带轮上还是小带轮上，为什么？

答：因为 $\alpha_1 < \alpha_2$ ，故打滑总是先发生在小轮上。因为小带轮的接触弧上产生的摩擦力小于大带轮。

8.7 带传动的设计准则是什么？

答：在传递规定功率时不打滑，同时具有足够的疲劳强度和一定的使用寿命。

8.8 在V带传动设计过程中，为什么要校验带速 $5 \text{m/s} \leq v \leq 25 \text{m/s}$ 和包角 $\alpha \geq 120^\circ$ ？

答：带速太高会使离心力增大，使带与带轮间的摩擦力减小，传动容易打滑。另外单位时间内带绕过带轮的次数也增加，降低传动带的工作寿命。若带速太低，则当传递功率一定时，使传递的圆周力增大，带的根数增多。因此设计时，一定要校验带速 $5 \text{m/s} \leq v \leq 25 \text{m/s}$ 。

α_1 是影响带传动工作能力的重要参数之一，因此，一般应使 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ 。

8.9 带传动张紧的目的是什么？张紧轮应安放在松边还是紧边上？内张紧轮应靠近大带轮还是小带轮？外张紧轮又该怎样？并分析说明两种张紧方式的利弊。

答：带传动工作一段时间后就会由于传动带的塑性变形而使带松弛，带内的初拉力减小，传动能力下降，这时必须要重新使带张紧。

张紧轮一般设置在松边的内侧且靠近大带轮处。若设置在外侧时，则后使其靠近小带轮，选择可以增加小带轮的包角，提高带的疲劳强度。

8.10 窄V带强度比普通V带高，这是为什么？窄V带与普通V带高度相同时，哪种传动能力大，为什么？

答：窄V带的截面高度与其节宽之比为0.9。且其顶宽约为同高度普通V带的3/4；顶面呈拱形，受载后抗拉层仍处于同一平面内，受力均匀；两侧面略呈内凹，使其在带轮上弯曲变形时能与槽很好地贴合，增大摩擦力，从而提高承载能力。

当窄V带与普通V带高度相同时，窄V带的承载能力可提高1.5~2.5倍。

8.11 试分析同步带传动的工作原理。

答：工作时，带内环表面上的凸齿与带轮外缘上的齿槽相啮合而进行传动。由于带与带轮间没有相对滑动，保证了同步传动。

8.12 为什么计算同步带传动的几何尺寸时可就用普通V带的计算公式？

答：同步带传动可视为同步齿形带节线与带轮的节圆相切的开口传动，其传动几何尺寸的计算方法应与普通V带传动相同。

8.13 观察3~5种机器上的普通V带传动测量出带顶宽 b 、带轮外经 d_a 和中心距 a ，

确定带型、带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2} ，并计算节带长 L_d 。

答：由学生观察3~5种机器上的普通V带传动，测量出 b 、 d_a 、 a ，确定带型、 d_{d1} 、 d_{d2} ，计算出 L_d ，取标准 L_d 。

8.14 带传动功率 $P = 5 \text{kW}$ ，已知 $n_1 = 400 \text{r/min}$, $d_1 = 450 \text{mm}$, $d_2 = 650 \text{mm}$ ，中心距 $a = 1.5 \text{m}$, $f_v = 0.2$ ，求带速 v 、包角 α_1 和有效拉力 F 。

解：(1) 带速 v 。

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 450 \times 400}{60 \times 1000} = 9.42 \text{m/s}$$

(2) 包角 α_1 。

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{\alpha} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{650 - 450}{1500} \times 57.3^\circ = 172.36^\circ$$

(3) 有效拉力 F 由式 (8.3) $P = \frac{Fv}{1000}$ 得

$$F = \frac{P \times 1000}{v} = \frac{5 \times 1000}{9.42} = 531 \text{ N}$$

8.15 已知某普通 V 带传动由电动机驱动, 电动机转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, 小带轮基准直径 $d_{d1} = 100 \text{ mm}$, 大带轮基准直径 $d_{d2} = 280 \text{ mm}$, 中心距 $\alpha \approx 350 \text{ mm}$, 用 2 根 A 型 V 带传动, 载荷平稳, 两班制工作, 试求此传动所能传递的最大功率。

解 (1) 确定带的基准长度。

$$\begin{aligned} L_0 &= 2a_0 \frac{\pi}{2} (d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 350 + \frac{\pi}{2} (280 + 100) + \frac{(280 - 100)^2}{4 \times 350} = 1319.7 \text{ mm} \end{aligned}$$

查表 8.4, 取基准长度 $L_d = 1400 \text{ mm}$

(2) 实际中心距。

$$\alpha = a_0 + \frac{L_d^2 - L_0^2}{2} = 350 + \frac{1400 - 1319.7}{2} = 390.15 \text{ mm}$$

(3) 小带轮包角。

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{\alpha} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{280 - 100}{390.15} \times 57.3^\circ = 153.6^\circ > 120^\circ$$

(4) 传递的最大功率。根据 $d_{d1} = 100 \text{ mm}, n_1 = 1450 \text{ r/min}$, 查表 8.9, 用内插法得

$$P_{\circ} = 1.31 \text{ kW}.$$

查表 8.18 得 $K_b = 1.0275 \times 10^{-3}$, 传动比 $i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{280}{100} = 2.8$, 查表 8.19 得

$K_i = 1.1373$ 。由式(8.11)得

$$\Delta P_0 = K_b n_1 \left(1 - \frac{1}{K_i} \right) = 1.0275 \times 10^{-3} \times 1450 \left(1 - \frac{1}{1.1373} \right) = 0.18 \text{ kW}$$

查表 8.4 得 $K_L = 0.96$, 由图 8.11 得 $K_\alpha = 0.93$, 查表 8.21, 得 $K_A = 1.1$ 。由式 (8.18) 得

$$z \geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L} = \frac{PK_A}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L}$$

$$\text{得 } P \leq \frac{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L z}{K_A} = \frac{(1.31 + 0.18) \times 0.93 \times 0.96 \times 2}{1.1} = 2.42 \text{ kW}$$

所以此传动所能传递的最大功率为 2.42kW。

8.16 设计搅拌机的普通 V 带传动。已知电动机的额定功率为 4kW, 转速 $n_1=1440 \text{ r/min}$, 要求从动轮转速 $n_2=575 \text{ r/min}$, 工作情况系数 $K_A = 1.1$ 。

解: (1) 确定计算功率 P_c 。

$$P_c = K_A P = 1.1 \times 4 = 4.4 \text{ kW}$$

(2) 选择普通 V 带型号。根据 $P_c=4.4 \text{ kW}$ 、 $n_1=1440 \text{ r/min}$, 由图 8.12 选用 A 型普通 V 带。

(3) 确定带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2} 。根据表 8.6 和图 8.12 选取 $d_{d1}=100 \text{ mm}$ 。大带轮基准直径

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} = \frac{1440}{575} \times 100 = 250.43 \text{ mm}$$

按表 8.3 选取标准值 $d_{d2}=250 \text{ mm}$ 。

$$\text{实际传动比 } i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{250}{100} = 2.5$$

$$\text{从动轮实际转速 } n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1440}{2.5} = 576 \text{ r/min}$$

(4) 验算带速。

$$\nu = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 1440}{60 \times 1000} = 7.536 \text{ m/s}$$

带速在 5~25m/s 范围内。

(5) 确定带的基准长度 L_d 和实际中心距为 a 。

初定中心距 $a_0=1000 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} L_d &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 1000 + \frac{\pi}{2}(100 + 250) + \frac{(250 - 100)^2}{4 \times 1000} = 2555.13 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表 8.4 选取基准长度 $L_d = 2500 \text{ mm}$

$$\text{实际中心距 } a \approx a_0 + \frac{L_d - L_o}{2} = 1000 + \frac{2500 - 2555.13}{2} = 944.87 \text{ mm}$$

(6) 校验小带轮包角 α_1 。

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180 - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{250 - 100}{944.87} \times 57.3^\circ \\ &= 170.9^\circ > 120^\circ\end{aligned}$$

(7) 确定 V 带根数。由式 (8.18) 得

$$z \geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

根据 $d_{d1}=100 \text{ mm}$, $n_1=1440 \text{ r/min}$, 查表得 8.9 得 $P_0=1.31 \text{ kW}$ 。

查表 (8.18) 得 $K_b = 1.0275 \times 10^{-3}$ 。根据传动比 $i=2.5$ 。查表 8.19 得 $K_i=1.1373$ 。由式 (8.11) 得功率增量 ΔP_0 为

$$\Delta P_0 = K_b n_1 \left(1 - \frac{1}{K_i} \right) = 1.0275 \times 10^{-3} \times 1440 \left(1 - \frac{1}{1.1373} \right) = 0.18 \text{ kW}$$

由表 8.4 查得 $K_L = 1.09$, 由图 8.11 得 $K_\alpha = 0.98$,

$$\text{则 } z \geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} = \frac{4.4}{(1.31 + 0.18) \times 0.98 \times 1.09} = 2.76$$

取 $z=3$ 根。

(8) 求初拉力 F_0 及带轮轴上的压力 F_Q 。由表 8.6 查得 A 型普通 V 带的每米长质量

$q=0.1 \text{ kg/m}$ 。根据式 (8.19) 得单根 V 带的初拉力为

$$\begin{aligned}F_0 &= \frac{500 P_c}{z \nu} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + q \nu^2 \\ &= \frac{500 \times 4.4}{3 \times 7.536} \left(\frac{2.5}{0.98} - 1 \right) + 0.1 \times 7.536^2 \\ &= 156.6 \text{ N}\end{aligned}$$

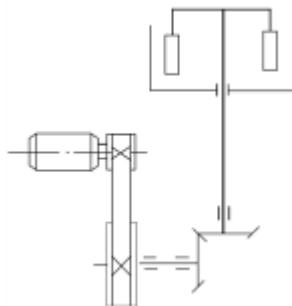
由式 (8.20) 得作用在轴上的压力 F_Q 为

$$F_Q = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 156.6 \times 3 \times \sin \frac{170.9^\circ}{2} = 936.64 \text{ N}$$

(9) 带轮的结构设计 (略)

(10) 设计结果。选用 3 根 A 型 V 带, 中心距 $a=944.87 \text{ mm}$, 带轮直径 $d_{d1}=100 \text{ mm}$, $d_{d2}=250 \text{ mm}$, 轴上压力 $F_Q=936.64 \text{ N}$ 。

8.17 如题 8.17 图所示为磨碎机的传动系统图。已知电机功率 $P=30\text{kW}$, 转速 $n_1=1470\text{r/min}$, 带传动比 $i \approx 1.15$, 试设计 V 带传动参数。



题 8.17 图

解: (1) 确定计算功率 P_c 。由表 8.21 取 $K_A=1.4$, 由式 (8.12) 得

$$P_c = K_A P = 1.4 \times 30 = 42\text{kW}$$

(2) 选择普通 V 带型号。根据 $P_c=42\text{kW}$, $n_1=1470\text{r/min}$, 由图 8.12 选用 C 型普通 V 带。

(3) 确定带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2} 。根据表 8.6 和图 8.12 选取 $d_{d1}=250\text{mm}$, 大轮基准直径为

$$d_{d2} = i d_{d1} = 1.15 \times 250 = 287.5\text{mm}$$

按表 8.3 取标准值 $d_{d2}=280\text{mm}$, 实际传动比 $i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{280}{250} = 1.12$

从动轮实际转速

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1470}{1.12} = 1312.5\text{r/min}$$

(4) 验算带速。

$$\nu = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 250 \times 1470}{60 \times 1000} = 19.23\text{m/s}$$

带速在 $5\sim 25\text{m/s}$ 范围内。

(5) 确定带的基准长度 L_d 和实际中心距 a 。初定中心距 $a_0=1300\text{mm}$, 由式 (8.15) 得

$$\begin{aligned} L_d &= 2a_0 + \frac{\pi}{2} (d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})2}{4a_0} \\ &= 2 \times 1300 + \frac{\pi}{2} (250 + 280) + \frac{(280 - 250)^2}{4 \times 1300} = 3432.27\text{mm} \end{aligned}$$

由表 8.4 选取基准长度 $L_d=3550\text{mm}$, 由式(8.16)得实际中心距 a 为

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 1300 + \frac{3550 - 3432.27}{2} = 1359\text{mm}$$

(6) 校验小带轮包用 α_1 。由式 (8.17) 得

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{280 - 250}{1359} \times 57.3^\circ \\ &= 178.7^\circ > 120^\circ\end{aligned}$$

(7) 确定 V 带根数 z 。根据 $d_{d1} = 250\text{mm}$, $n_1 = 1470\text{r/min}$, 查表 8.10 得 $P_0 = 6.875\text{kW}$,

由表 8.18 查得 $K_b = 7.5019 \times 10^{-3}$, 根据 $i = 1.12$ 查表 8.19 得 $K_i = 1.0419$ 由式 (8.11) 得

功率增量 ΔP_0 为

$$\Delta P_0 = K_b n_1 \left(1 - \frac{1}{K_i} \right) = 7.5019 \times 10^{-3} \times 1470 \left(1 - \frac{1}{1.0419} \right) = 0.44\text{kW}$$

由表 8.4 查得 $K_L = 0.99$, 由图 8.11 查得 $K_\alpha = 0.98$ 。由式 (8.18) 得

$$z \geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} = \frac{42}{(6.875 + 0.44) \times 0.98 \times 0.99} = 5.92$$

取 $z = 6$ 根。

(8) 求初拉力 F_0 及带轮轴上的压力 F_Q 。由表查得 C 型普通 V 带 $q = 0.3\text{kg/m}$, 根据式 (8.19) 得单根 V 带的初拉力为

$$\begin{aligned}F_0 &= \frac{500P_c}{zv} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \\ &= \frac{500 \times 42}{6 \times 19.23} \left(\frac{2.5}{0.98} - 1 \right) + 0.3 \times 19.23^2 = 282.297 + 110.938 = 393.24\text{N}\end{aligned}$$

由式 (8.20) 得作用在轴上的压力 F_Q 为

$$\begin{aligned}F_Q &= 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} \\ &= 2 \times 393.24 \times 6 \times \sin \frac{178.7^\circ}{2} = 4718.58\text{N}\end{aligned}$$

(9) 设计结果。6 根 C 型 V 带, $d_{d1} = 250\text{mm}$, $d_{d2} = 280\text{mm}$, $a = 1359\text{mm}$, $F_Q = 4718.58\text{N}$ 。

8.18 试设计某车床上电动机和床头箱间的普通 V 带传动。已知电动机的功率 $P = 4\text{kW}$, 转速 $n_1 = 1440\text{r/min}$, 从动轴的转速 $n_2 = 680\text{r/min}$, 两班制工作, 根据机床结构, 要求两带轮的中心距在 950mm 左右。

解: (1) 确定计算功率 P_c 。由表 8.12 查得 $K_A = 1.2$, 由式 (8.12) 得

$$P_c = K_A P = 1.2 \times 4 = 4.8\text{kW}$$

(2) 选择普通 V 带型号。根据 $P_c=4.8\text{kW}$, $n_1=1440\text{r}/\text{min}$, 由图 8.12 选用 A 型普通 V 带。

(3) 确定带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2} 。根据表 8.6 和图 8.12 选取 $d_{d1}=100\text{mm}$ 。

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} = \frac{1440}{680} \times 100 = 212\text{mm}$$

$$\text{按表 8.3 取标准值 } d_{d2}=212\text{mm, 实际传动比 } i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{212}{100} = 2.12$$

$$\text{从动轮实际转速 } n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1440}{2.12} = 679\text{r}/\text{min}$$

(4) 验算带速度 v 。

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 1440}{60 \times 1000} = 7.536\text{m/s}$$

带速在 $5\sim 25\text{m/s}$ 范围内。

(5) 确定的带的基准长度 L_d 和实际中心距 a 。由式 (8.15) 得

$$\begin{aligned} L_0 &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 950 + \frac{\pi}{2}(100 + 212) + \frac{(212 - 100)^2}{4 \times 950} \\ &= 1900 + 489.84 + 3.30 = 2393.14\text{mm} \end{aligned}$$

由表 8.4 选取基准长度 $L_d=2240\text{mm}$, 由式 (8.16) 得实际中心距 a 为

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 950 + \frac{2240 - 2393.14}{2} = 873.43\text{mm}$$

(6) 校验小带轮包角 α_1 。由式 (8.17) 得

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{212 - 100}{873.43} \times 57.3 \\ &= 172.7^\circ > 120^\circ \end{aligned}$$

(7) 确定 V 带根数 z 。根据 $d_{d1}=100\text{mm}$, $n_1=1440\text{r}/\text{min}$, 查表 8.10 得 $P_0=1.31\text{kW}$ 。

由表 8.18 查得 $K_b = 1.0275 \times 10^{-3}$, 根据 $i=2.12$, 查表 8.19 得 $K_i=1.1373$ 。由式(8.11)得功率

增量 ΔP_0 为

$$\begin{aligned}\Delta P_0 &= K_b n_1 \left(1 - \frac{1}{K_i} \right) \\ &= 1.0275 \times 10^{-3} \times 1440 \left(1 - \frac{1}{1.1373} \right) = 0.18 \text{ kW}\end{aligned}$$

由表 8.4 查得 $K_L = 1.06$, 由图 8.11 查得 $K_\alpha = 0.98$ 。由式 (8.18) 得

$$\begin{aligned}z &\geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} \\ &= \frac{4.8}{(1.31 + 0.18) \times 0.98 \times 1.06} = 3.1\end{aligned}$$

取 $z=4$ 根。

(8) 求初拉力 F_0 及带轮轴上的压力 F_Q 。由表 8.6 查得 A 型普通 V 带 $q=0.1 \text{ kg/m}$, 根据式 (8.19) 得

$$F_0 = \frac{500 P_c}{z \nu} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + q \nu^2 = \frac{500 \times 4.8}{4 \times 7.356} \left(\frac{2.5}{0.98} - 1 \right) + 0.1 \times 7.356^2 = 129.17 \text{ N}$$

由式(8.20)可得作用在带轮轴上的压力

$$F_Q = 2 F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 129.17 \times 4 \times \sin \frac{172.7^\circ}{2} = 1031.26 \text{ N}$$

(9) 设计结果。选用 4 根 A 型普通 V 带, $d_{d1}=100 \text{ mm}$, $d_{d2}=212 \text{ mm}$, $\alpha=873.43 \text{ mm}$,

$$F_Q = 1031.26 \text{ N}$$

第9章 链传动

9.1 链传动和带传动相比有哪些优缺点？

答：链传动与带传动相比的优点是链传动能保证定传动比传动，张紧力小，对轴的压力小，可在高温、油污、潮湿等恶劣环境下工作。其缺点是工作平稳性差，工作时有噪声。

9.2 影响链传动速度不均匀性的主要参数是什么？为什么？

答：影响链传动速度不均匀性的主要参数是链轮齿数 z_1 和链节距 p 。因为链传动的运动情况和绕在多边形轮子上的带传动很相似，边长相当于链节距 p ，边数相当于链轮齿数 z ，由于链速（即链销轴圆周速度的水平分速度 $v = r_1 \omega_1 \cos \beta$ ，其速度随 β 角而变化）由小变大，又由大变小，而且每转过一链节要重复上述的变化一次，故链速作周期性的变化，而使链传动带来了速度的不均匀性，链节距愈大和链轮齿数愈少，链速不均匀性也愈增加，使链节作忽上忽下、忽快忽慢的变化，故使其瞬时传动比发生变化。

9.3 链节距 p 的大小对链传动的动载荷有何影响？

答：链节距越大，链条各零件的尺寸越大，由于链传动中链速有变化，若链节距越大，产生的动载荷也越大。

9.4 链传动的主要失效形式有哪几种？

答：链传动的主要失效形式有：（1）链板疲劳破坏；（2）滚子和套筒的冲击疲劳破坏；（3）铰条铰链磨损；（4）链条铰链的胶合；（5）链条静力拉断。

9.5 链传动的设计准则是什么？

答：链传动传动的设计准则：对于中高速（ $v > 0.6 \text{ m/s}$ ）链传动主要失效形式为疲劳破坏，设计计算时以功率曲线为依据，应使计算功率小于额定功率值；对于低速（ $v \leq 0.6 \text{ m/s}$ ）链传动，其主要失效形式为静力拉断，应进行静强度计算，校核静强度安全系数 S 。

9.6 设计链传动时，为减少速度不均匀性应从哪几方面考虑？如何合理选择参数？

答：设计链传动时，为减少速度不均匀性应合理选择参数：小链轮齿数不宜过少，一般 $z_1 > 17$ ，以减小速度波动的幅度。另外，链节距尽量选小，以减小链轮的直径，减少链接。

9.7 链传动的功率曲线是在什么条件下得到的？在实际使用中要进行哪些项目的修正？

答：链传动的功率曲线的试验条件是： $z_1 = 19$ 、 $i = 3$ 、 $\alpha = 40^\circ$ 、单排链、载荷平稳、采用推荐的润滑方式，寿命为 15 000h、两轮端面共面。在实际使用中要对 z_1 、 i 、 α 、排数进行修正。

9.8 链传动的合理布置有哪些要求？

答：链传动的布置应注意使两轴线应平行布置，两链轮的回转平面应在同一平面内。应使主动边在上，从动边在下，即紧边在上，松边在下。若松边在上会使链与轮齿相干涉。两轮中心的连线尽量在同一水平面上。如倾斜布置，其与水平面的夹角应小于 45° ；若垂直布置时，需加张紧轮，以免下链轮啮合不良。

9.9 链传动为何在适当张紧？常用的张紧方法有哪些？

答：链传动需要适当的张紧，因为链传动链条的重量比较大，由于自重会产生下垂，若垂度过大会引起啮合不良。常用的张紧方法有调整中心距，或采用张紧轮的方法。张紧轮应设在松边。

9.10 如何确定链传动的润滑方式？常用的润滑装置和润滑油有哪些？

答：链传动的润滑方法有4种，应根据链速和链节距的大小据图9.11选择。具体的润滑装置如图9.12所示，润滑油应加于松边。

常用的润滑装置有油杯，油池用于浸油润滑；用甩油轮使油飞溅起来润滑；用油泵、油管、油嘴进行喷油润滑。

常用的润滑油有L-AN32、L-AN46、L-AN68。

9.11 试设计一链式输送机中的链传动。已知传递功率 $P=20\text{kW}$ ，主动轮的转速 $n_1=230\text{r/min}$ ，传动比为 $i=2.5$ ，电动机驱动，三班制，有中等冲击，按推荐方式润滑。

解：(1) 选择链轮齿数 z_1 、 z_2 。按表9.9选 $z_1=17$, $z_2=2z_1=34$ ；估计链速 $v=0.6\sim3\text{m/s}$

(2) 确定链节数。初定中心距 $a_0=40p$ 。

$$L_p = \frac{2 \times 40p}{p} + \frac{17+34}{2} + \frac{p(z_2-z_1)^2}{39.5 \times 40p}$$

$$L_p = 80 + 30 + 0.43 = 110.43$$

取 $L_p=110$ 。

(3) 根据额定功率曲线确定链型号。由表9.4取 $K_A=1$ ；由表9.5取 $K_z=0.887$ ；由表9.6取 $K_i=1.04$ ；由表9.7取 $K_a=1$ ；由表9.8取 $K_{pt}=1$ 。

$$P_o \geq \frac{K_A P}{K_z K_a K_i K_{pt}} = \frac{1 \times 20}{0.887 \times 0.96} = 23.5\text{kW}$$

查额定功率曲线图9.9，选取链条号为24A，节距 $p=38.1\text{mm}$

(4) 验算链速

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{17 \times 38.1 \times 230}{60 \times 1000} \text{m/s}$$

$$v = 2.48\text{m/s}$$

(5) 计算实际中心距。设计成可调整的中心距。 $a=a_0=40p=40 \times 38.1=1524\text{mm}$

(6) 确定润滑方式。由图9.11查得应选用油浴润滑。

(7) 计算对链轮轴的压力 F' 。

$$F' = 1.25F = 1.25 \times \frac{1000P}{v}$$

$$= 1.25 \times \frac{1000 \times 20}{2.48} = 10080\text{N}$$

(8) 链接设计 (略)。

(9) 设计张紧、润滑等装置(略)。

9. 12 已知型号为 16A 的滚子链, 主动轮齿数 $z_1 = 23$, 转速 $n_1 = 960\text{r/min}$, 传动比 $i = 2.8$, 中心距 $a = 800\text{mm}$, 油浴润滑, 中等冲击, 电动机为原动机, 试求该链传动所能传递的功率。

解: 由已知 $n_1 = 960\text{r/min}$ 、16A, 查表 9.8, 得 $P_0 = 35\text{kW}$, 链节距 $p = 25.4\text{mm}$ 。

由已知中等冲击、电动机, 查表 9.2, 得 $K_A = 1.3$ 。

由 $z_1 = 23$, 查表 9.5, 得 $K_z = 1.23$ 。

由单排, 查表 9.8, 得 $K_{pt} = 1$ 。

由 $i = 2.8$, 查表 9.6, 得 $K_i = 0.985$ 。

由 $a = 800 = \frac{800}{25.4} = 32p$, 查 9.7, 得 $K_a = 0.964$ 。根据式 (9.5), 可得出

$$P \leq \frac{K_z \cdot K_{pt} \cdot K_i \cdot K_a}{K_A} P_0 = \frac{1.23 \times 1 \times 0.985 \times 0.964}{1.3} \times 35$$

$$= 31.4\text{kW}$$

该链传动所能传递的功率为 31.4kW。

9.13 在链传动、齿轮传动和带传动组成的多级传动中, 链传动宜布置在哪一级? 为什么?

答: 链传动在多级传动中宜布置在低速级, 即带传动 → 齿轮传动 → 链传动。因为链传动中速度不均匀, 若链速过高会使动载荷变大, 布置在低速级可减小链速的不均匀性带来的影响。

9.14 链轮的极限转速为什么比带传动小?

答: 链轮的极限转速一般为 15m/s, 而带传动的极限速度一般最高为 25m/s, 这是由于链传动具有多边形效应, 即链速的不均匀性。链速过高产生的冲击振动大, 而带传动平稳, 具有缓冲性。

9.15 链传动与带传动的张紧目的有何区别?

答: 带传动张紧是为了保持带传动中具有足够的预拉力, 以产生足够的摩擦力。链传动张紧是为了改善轮齿和链的啮合情况, 以利于传动。

第十章 齿轮传动

10.1 滚线性质有哪些？

- 答：（1）发生线在基圆上滚过的长度等于基圆上被滚过的弧长，即 $NK = \widehat{NA}$ 。
- （2）因为发生线在基圆上作纯滚动，所以它与基圆的切点 N 就是渐开线上 K 点的瞬时速度中心，发生线 NK 就是渐开线在 K 点的法线，同时它也是基圆在 N 点的切线。
- （3）切点 N 是渐开线上 K 点的曲率中心， NK 是渐开线上 K 点的曲率半径。离基圆越近，曲率半径越少。
- （4）渐开线的形状取决于基圆的大小。基圆越大，渐开线越平直。当基圆半径无穷大时，渐开线为直线。
- （5）基圆内无渐开线。

10.2 何谓齿轮中的分度圆？何谓节圆？二者的直径是否一定相等或一定不相等？

答：分度圆为人为定的一个圆。该圆上的模数为标准值，并且该圆上的压力角也为标准值。

节圆为啮合传动时，以两轮心为圆心，圆心至节点 p 的距离为半径所作的圆。

标准齿轮采用标准安装时，节圆与分度圆是相重合的；而采用非标准安装，则节圆与分度圆是不重合的。

对于变位齿轮传动，虽然齿轮的分度圆是不变的，但与节圆是否重合，应根据具体的传动情况所决定。

10.3 在加工变位齿轮时，是齿轮上的分度圆与齿条插刀上的节线相切作纯滚动，还是齿轮上的节圆与齿条插刀上的分度线相切作纯滚动？

答：是齿轮上的分度圆与齿条插刀上的节线相切。

10.4 为了使安装中心距大于标准中心距，可用以下三种方法：

- (1) 应用渐开线齿轮中心距的可分性。
- (2) 用变位修正的直齿轮传动。
- (3) 用标准斜齿轮传动。

试比较这三种方法的优劣。

答：(1) 此方法简易可行，但平稳性降低，为有侧隙啮合，所以冲击、振动、噪声会加剧。

(2) 采用变位齿轮传动，因 $\alpha' > \alpha$ ，所以应采用正传动。可使传动机构更加紧凑，提高抗弯强度和齿面接触强度，提高耐磨性，但互换性变差，齿顶变尖，重合度下降也较多。

(3) 采用标准斜齿轮传动，结构紧凑，且进入啮合和脱离啮合是一个逐渐的过程，传动平稳，冲击、噪声小，而斜齿轮传动的重合度比直齿轮大，所以传动平稳性好。

10.5 一渐开线齿轮的基圆半径 $r_b = 60\text{mm}$ ，求 (1) $r_K = 70\text{mm}$ 时渐开线的展角 θ_K ，压力角 α_K 以及曲率半径 ρ_K ；(2) 压力角 $\alpha = 20^\circ$ 时的向径 r 、展角 θ 及曲率半径 ρ 。

解: (1) 因 $\cos \alpha_k = \frac{r_b}{r_k} = \frac{60}{70}$, 可得出 $\alpha_k = 31^\circ$, 则

$$\theta_k = \tan \alpha_k - \alpha_k = 0.6 - 0.54 = 0.06 \text{ rad} = 3.38^\circ$$

因为曲率半径 ρ_k 即为发生线 NK 的长度, 则 $\rho_k = r_b \cdot \tan \alpha_k = 36 \text{ mm}$ 。

$$(2) r = \frac{r_b}{\cos \alpha} = \frac{60}{\cos 20^\circ} = 63.85$$

$$\theta = \tan 20^\circ - 0.349 = 0.364 - 0.349 = 0.015 \text{ rad} = 0.86^\circ$$

$$\rho = r_b \tan 20^\circ = 60 \tan 20^\circ = 21.8 \text{ mm}$$

10.6 一渐开线外啮合标准齿轮, $z=26$, $m=3 \text{ mm}$, 求其齿廓曲线在分度圆及齿顶圆上的曲率半径及齿顶圆压力角。

$$\text{解: } r = \frac{d}{2} = \frac{mz}{2} = \frac{26 \times 3}{2} = 39 \text{ mm}$$

$$r_b = r \cos \alpha = 39 \cos 20^\circ = 36.65 \text{ mm}$$

$$\rho = r_b \tan 20^\circ = 36.65 \tan 20^\circ = 13.34 \text{ mm}$$

$$r_a = \frac{d}{2} = \frac{m(z+2h_a)}{2} = \frac{3(26+2 \times 1)}{2} = 42 \text{ mm}$$

$$\cos \alpha_a = \frac{36.65}{42}, \text{ 可得出 } \alpha_a = 29.24^\circ$$

$$\rho_a = r_b \tan \alpha_a = 36.65 \tan 29.24^\circ = 20.51$$

10.7 一个标准渐开线直齿轮, 当齿根圆和基圆重合时, 齿数为多少? 若齿数大于上述值时, 齿根圆和基圆哪个大?

答: 当齿根圆和基圆重合时, 即

$$m(z \pm 2h_a^* \pm 2c^*) = mz \cos \alpha$$

(负号用于内齿轮, 正号用为外齿轮)

可得出 $z=42$ 。

当 $z > 42$ 时, 齿根圆比基圆大。

10.8 一对标准外啮合直齿圆柱齿轮传动, 已知 $z_1=19$, $z_2=68$, $m=2 \text{ mm}$, $\alpha = 20^\circ$, 计算小齿轮的分度圆直径、齿顶圆直径、基圆直径、齿距以及齿厚和齿槽宽。

$$\text{解: } d = mz_1 = 2 \times 19 = 38 \text{ mm}$$

$$d_a = m(z + 2h_a^*) = 2 \times (19 + 2 \times 1) = 42 \text{mm}$$

$$d_f = m(z - 2h_a^* - 2c^*) = 2 \times (19 - 2 \times 1 - 2 \times 0.25) = 33 \text{mm}$$

$$d_b = d \cos \alpha = 38 \times \cos 20^\circ = 35.7 \text{mm}$$

$$p = \pi m = 6.28 \text{mm}$$

$$s = e = \frac{p}{2} = 3.14 \text{mm}$$

10.9 题 10.8 中的齿轮传动，计算其标准安装时的中心距、小齿轮的节圆半径及啮合角。若将中心距增大 1mm，再计算小齿轮的节圆半径、节圆上的齿厚、齿槽宽及啮合角。

解：(1) 标准安装时，分度圆与节圆重合。

$$a = r'_1 + r'_2 = r_1 + r_2 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = 87 \text{mm}$$

$$r'_1 = r_1 = 19 \text{mm}, \alpha = 20^\circ$$

(2) 当中心距 a 增大 1mm，即 $a' = 87 + 1 = 88 \text{mm}$

$$\cos \alpha' = \frac{a \cos \alpha}{a'} = \frac{87 \cos 20^\circ}{88}$$

$$\alpha' = 21.7^\circ$$

$$\gamma' = \frac{r_b}{\cos \alpha'} = \frac{19 \cos 20^\circ}{\cos 21.7^\circ} = 19.22 \text{mm}$$

$$\text{因 } p_K = \frac{d_K \pi}{z}, \text{ 则}$$

$$p' = \frac{d' \pi}{z} = \frac{2 \times 19.22 \times \pi}{19} = 6.36 \text{mm}$$

$$\text{因 } s_K = s r'_K - 2r'_K (\text{inv} \alpha_K - \text{inv} \alpha), \text{ 则}$$

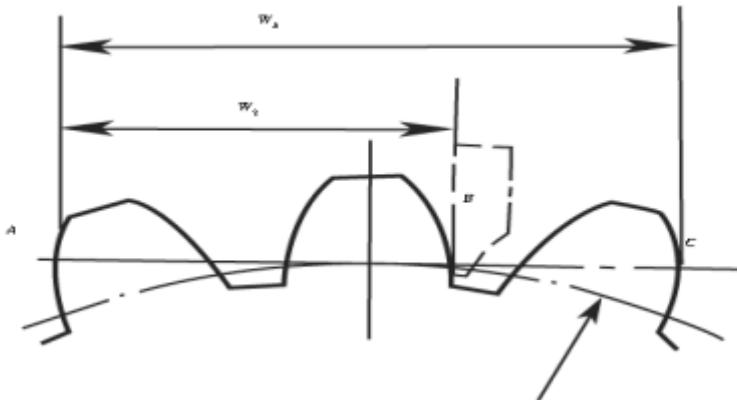
$$s' = s r'_K / r - 2r'_K (\text{inv} \alpha' - \text{inv} \alpha)$$

$$= 3.14 \times 19.22 / 19 - 2 \times 19.22 (\text{inv} 21.7^\circ - \text{inv} 20^\circ)$$

$$= 3.01 \text{mm}$$

$$e' = p' - s' = 6.36 - 3.01 = 3.35 \text{mm}$$

10.10 如题 10.10 图所示的标准直齿圆柱齿轮，测得跨两个齿的公法线长度 $W_2 = 11.595 \text{mm}$ ，跨三个齿的公法线长度 $W_3 = 16.020 \text{mm}$ ，求该齿轮的模数。



题 10.10 图

解: 因 $W_k = (k-1)p_b + s_b$, 可得出

$$W_2 = (2-1)p_b + s_b = 11.595$$

$$W_3 = (3-1)p_b + s_b = 16.020$$

联立上二式并求解, 可得出 $p_b = 4.425$; 又因 $p_b = \pi m \cos \alpha = 4.425$, 可得出 $m=1.5\text{mm}$

10.11 一对标准渐开线直齿圆柱齿轮, $m=5\text{mm}$, $\alpha=20^\circ$, $i_{12}=3$, 中心距 $a=200\text{mm}$,

求两齿轮的齿数 z_1 , z_2 , 实际啮合线长 B_1B_2 , 重合度 ε , 并用图标出单齿及双齿啮合区。

$$\text{解: } i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 3, \text{ 可得出 } z_2 = 3z_1$$

$$\text{又因 } a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{5(z_1 + 3z_1)}{2} = 200\text{mm}$$

$$\text{可得出 } z_1 = 20, z_2 = 60$$

$$\text{根据 } \varepsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$$

$$\text{因 } \cos \alpha_a = \frac{z \cos \alpha}{z + 2h_a^*}$$

$$\text{即 } \cos \alpha_{a1} = \frac{20 \cos 20^\circ}{20 + 2 \times 1} = 0.854$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{60 \cos 20^\circ}{60 + 2 \times 1} = 0.909$$

得出 $\alpha_{a1} = 31.32^\circ$, $\alpha_{a2} = 24.58^\circ$

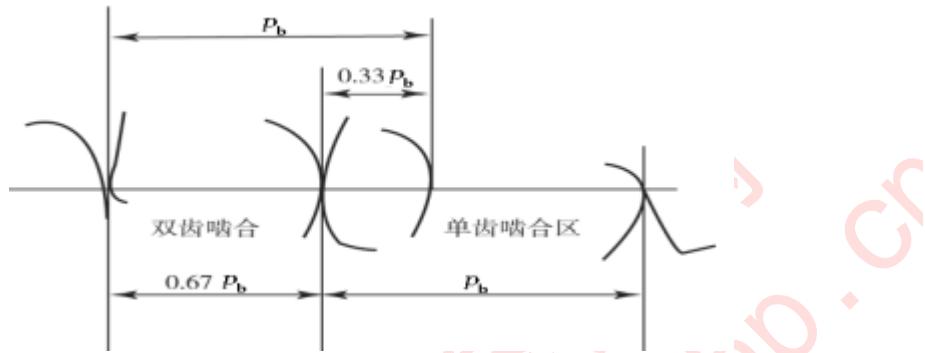
又因 $\alpha = \alpha' = 20^\circ$, 代入 ε 公式中, 可得

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [20(\tan 31.32^\circ - \tan 20^\circ) + 60(\tan 24.58^\circ - \tan 20^\circ)] = 1.67$$

根据 $\varepsilon = \frac{B_1 B_2}{P_b}$, 可得出 $B_1 B_2 = \varepsilon P_b$

$$B_1 B_2 = \varepsilon \pi m \cos \alpha = 24.65 \text{ mm}$$

单齿及双齿啮合区如题 10.11 答案图所示。



题 10.11 答案图

10.12 若将题 10.11 中的中心距 α 加大, 直至刚好连续传动, 求啮合角 α' , 两齿轮的节圆半径 r'_1 、 r'_2 和两分度圆之间的距离。

解: 刚好连续传动, 则 $\varepsilon = 1$, 且 $\alpha_{a1} = 31.32^\circ$, $\alpha_{a2} = 24.58^\circ$, 即

$$\frac{1}{2\pi} [20(\tan 31.32^\circ - \tan \alpha') + 60(\tan 24.58^\circ - \tan \alpha')] = 1$$

得出 $\alpha' = 22.58^\circ$

$$\alpha' = \frac{\alpha \cos \alpha}{\cos \alpha'} = \frac{200 \cos 20^\circ}{\cos 22.58^\circ} = 203.54 \text{ mm}$$

两分度圆之间距离为

$$\alpha' - \alpha = 203.54 - 200 = 3.54 \text{ mm}$$

r'_1 、 r'_2 为

$$r'_1 = \frac{m z_1 \cos \alpha}{2 \cos \alpha'} = 50.89 \text{ mm}$$

$$r'_2 = \frac{m z_2 \cos \alpha}{2 \cos \alpha'} = 152.66 \text{ mm}$$

10.13 一对渐开线直齿圆柱齿轮传动, 已知 $z_1 = 17$, $z_2 = 119$, $m = 5\text{mm}$, $\alpha = 20^\circ$, 中心距 $a' = 340\text{mm}$ 。因小齿轮磨损严重, 拟将报废, 大齿轮磨损较轻, 沿齿厚方向每侧磨损量为 0.9mm , 拟修复使用。要求设计的小齿轮齿顶厚 $s_{a1} \geq 0.4\text{mm}$, 试设计这对齿轮。

答: 因为 $a = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m = \frac{(17 + 119)}{2} \times 5 = 340\text{mm}$

所以 $a' = a$, 即采用零传动。

又因为大齿轮齿厚每侧磨损 0.9mm , 根据齿厚公式, 可知

$$s = \frac{\pi m}{2} + 2x_2 m \tan \alpha$$

得出: $2x_2 m \tan \alpha = -1.8$

$$x_2 = -0.495, \quad x_1 = 0.495$$

$$d_1 = mz_1 = 17 \times 5 = 85\text{mm}, \quad d_2 = 595\text{mm}$$

$$s_1 = 9.65\text{mm}, \quad s_2 = 6.05\text{mm}$$

$$d'_1 = d_1 = 85\text{mm}, \quad d'_2 = d = 595\text{mm}$$

因 $a' = a$, 所以 $y = 0$, $\sigma = 0$ 。

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m = 7.475\text{mm}, \quad h_{a2} = 2.525\text{mm}$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m = 3.775\text{mm}, \quad h_{f2} = 8.725\text{mm}$$

$$d_{a1} = d + 2h_a = 99.95\text{mm}, \quad d_{a2} = 600.05\text{mm}$$

$$d_{f1} = d - 2h_f = 77.45\text{mm}, \quad d_{f2} = 577.55\text{mm}$$

$$\text{又因 } r_b = r \cos \alpha = \frac{85}{2} \cos 20^\circ = 39.94\text{mm}$$

$$\text{根据 } \cos \alpha_a = \frac{r_b}{r_a} = \frac{39.94}{99.95/2}, \text{ 可求出 } \alpha_a = 36.95^\circ$$

查表得 $\text{inv} \alpha_a = 0.10728$, $\text{inv} \alpha = 0.014904$

$$\text{所以 } s_{a1} = s_1 \frac{r_a}{r} - 2r_a (\text{inv} \alpha_a - \text{inv} \alpha) = 2.12 > 0.4$$

结论：此种设计合适。

10.14 已知两齿轮中心距 $a' = 155\text{mm}$ ， 传动比 $i = \frac{8}{7}$ ， 模数 $m = 10\text{mm}$ ， 压力角 $\alpha = 20^\circ$ ， 试设计这对齿轮传动。

$$\text{解: } \begin{cases} \frac{z_1 + z_2}{2} m = a \\ i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{8}{7} \end{cases} \quad (\text{式中 } a \text{ 为 } 155\text{mm})$$

联立上式，可得出

$$z_1 = 14, z_2 = 16$$

$$a = \frac{z_1 + z_2}{2} m = \frac{14 + 16}{2} \times 10 = 150\text{mm}$$

a 与 a' 不同，又因 $z_1 + z_2 < 2z_{\min}$ ，则应选用正传动。

$$\text{由 } \cos \alpha' = \frac{a}{a'} \cos \alpha \quad \text{可推出 } \alpha' = 24.58^\circ$$

查表得 $\text{inv} 20^\circ = 0.014904$, $\text{inv} 24.58^\circ = 0.0284$

$$x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2)(\text{inv} \alpha' - \text{inv} \alpha)}{2 \tan 20^\circ} = 0.556$$

$$x_1 \geq h_a^* \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} = 0.176 \quad x_2 \geq h_a^* \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} = 0.059$$

所示选取 $x_1 = x_2 = 0.278$ 。

小齿轮：

$$d_1 = m z_1 = 10 \times 14 = 140\text{mm}$$

$$s_1 = \frac{\pi m}{2} + 2x_1 m \tan \alpha = \frac{10\pi}{2} + 2 \times 0.278 \times 10 \times \tan 20^\circ = 17.73\text{mm}$$

$$d' = \frac{d_1 \cos \alpha}{\cos \alpha'} = \frac{140 \times \cos 20^\circ}{\cos 24.58^\circ} = 144.67\text{mm}$$

$$\gamma = \frac{a' - a}{m} = \frac{155 - 150}{10} = 0.5$$

$$\sigma = x_1 + x_2 - \gamma = 0.556 - 0.5 = 0.056$$

$$h_{a1} = (h_a^* + x - \sigma)m = (1 + 0.278 - 0.056) \times 10 = 12.22\text{mm}$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x)m = 9.72\text{mm}$$

$$h_1 = 21.94\text{mm}, d_{a1} = 164.44\text{mm}, d_{f1} = 120.56\text{mm}$$

大齿轮：

$$d_2 = 160\text{mm}, s_1 = s_2 = 17.73\text{mm}$$

$$d_2' = 165.63\text{mm}, d_{a2} = 184.44\text{mm}$$

$$d_{f2} = 140.56\text{mm}$$

10.15 一对直齿圆柱齿轮，传动比 $i_{12} = 3$, $\alpha = 20^\circ$, $m = 10\text{mm}$ ，安装中心距为 300mm,

试设计这对齿轮传动。

$$\text{解: } i_{12} = 3 = \frac{r_2'}{r_1'}, r_2' = 3r_1'$$

$$a' = r_1' + r_2' = 4r_1', r_1' = 75\text{mm}$$

$$r_2' = a' - r_1' = 300 - 75 = 225\text{mm}$$

$$r_1' = r_1 = \frac{mz_1}{2}, \text{ 可得出 } z_1 = 15, z_2 = 45$$

因 $z_1 + z_2 > 2z_{\min}$ ，又因 $a' = a$ ，所以该采用零传动。

$$x_1 \geq h_a^* \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} = 0.12$$

取 $x_1 = 0.2, x_2 = 0.2$ ，则

$$s_1 = s_2 = \frac{\pi m}{2} + 2x_1 m \tan \alpha = 17.16\text{mm}$$

小齿轮：

$$h_{a1} = (h_a^* + x)m = 12\text{mm}$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x)m = 10.5\text{mm}$$

$$h = 22.5\text{mm}, d_1 = 150\text{mm}, d_{a1} = 174\text{mm}, d_{f1} = 129\text{mm}$$

大齿轮：

$$d_2 = 450\text{mm}$$

$$h_{a2} = (h_a^* + c^* - x)m = (1 - 0.2) \times 10 = 8\text{mm}$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x)m = (1 + 0.25 + 0.2) \times 10 = 14.5\text{mm}$$

$$h = 22.5\text{mm}, d_{a1} = 466\text{mm}, d_{f1} = 421\text{mm}$$

10.16 齿轮的失效形式有哪些？采取什么措施可减缓失效发生？

答：齿轮的失效形式有五种：

- (1) 轮齿折断。减缓措施：增大齿根的圆角半径，提高齿面加工精度，增大轴及支承的刚度。
- (2) 齿面点蚀。改进措施：提高齿面硬度，降低表面粗糙度，增大润滑油粘度。
- (3) 齿面磨损。改进措施：采用闭式传动，降低齿面粗糙度，保持良好的润滑。
- (4) 齿面胶合。改善措施：提高齿面硬度，降低齿面粗糙度，选用抗胶合性能较好的齿轮副材料，采用抗胶合润滑油；减少模数、降低齿高。
- (5) 塑性变形。改善措施：提高齿面硬度，采用粘度高的润滑油。

10.17 齿轮强度设计准则是如何确定的？

答：齿轮强度设计准则的确定是根据齿轮传动的工作方式，齿轮的材料、硬度、失效形式来定的。对闭式传动中的软齿面齿轮（HBS ≤ 350 ）主要失效形式为点蚀，应按接触强度确定主要参数，按弯曲强度校核齿根弯曲强度。若为硬齿面（HBS > 350 ）主要失效形式为断齿，应按弯曲强度确定主要参数，然后按接触强度校核齿面接触强度。对于开式传动，因为主要失效形式是磨损和断齿，按弯曲强度进行设计。不必按接触强度校核，固开式传动不会发生点蚀。

10.18 对齿轮材料的基本要求是什么？常用齿轮材料有哪些？如何保证对齿轮材料的基本要求？

答：对齿轮材料的基本要求有：齿面应有较高的硬度和耐磨性；齿芯应有足够的强度和韧性；齿根有良好的弯曲强度和抗冲击能力；应有良好的加工工艺及热处理性能。

常用齿轮材料有锻钢，分软齿面和硬齿面。载荷不大、精度要求不高时用软齿面，可用中碳钢、中碳合金钢进行调质或正火处理，并使 $HBS_1 - HBS_2 = (30 \sim 50)HBS$ ，使两齿轮等强度。若高速、重载时可用硬齿面，用中碳钢或中碳合金钢表面淬火，或用低碳钢或低碳合金钢渗碳淬火，可使齿面硬，而齿芯韧。尺寸较大的材料常用铸钢式铸铁，并进行正火处理以细化晶粒。

10.19 齿面接触疲劳强度与哪些参数有关？若接触强度不够时，采取什么措施提高接触强度？

答：齿面接触疲劳强度与 d_1, b (或 α) 有关，即与 $m \times z$ 有关。若接触强度不够时，可适当增加 b 或 d_1 ，但 b 不宜过大， b 过大会造成载荷集中。 m 在满足弯曲强度的情况下也不宜过大，可适当增大齿数 z_1, z_2 ，以增大 d_1, d_2 。从材料上考虑可增加齿面硬度。

10.20 齿根弯曲疲劳强度与哪些参数有关？若弯曲强度不够时，可采取什么措施提高弯曲强度？

答：齿根弯曲疲劳强度与模数有关，若弯曲强度不够时，可采取增大模数提高弯曲强度。从材料考虑，降低材料的许用弯曲应力。

10.21 齿形系数 Y_F 与什么参数有关？

答：齿形系数 Y_F 与系数 z 有关。 z 小 Y_F 大。

10.22 设计直齿圆柱齿轮传动时，其许用接触应力如何确定？设计中如何选择合适的许用接触应力值代公式计算？

答：设计直齿圆柱齿轮传动时，许用接触应力 $[\sigma_H]$ 由公式 $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} z_{NT}}{S_H}$ 计算。

$\sigma_{H\lim}$ 为接触疲劳极限， z_{NT} 为寿命系数，分别查图得出。 S_H 为安全系数。设计中应将两齿轮中较小的 $[\sigma_H]$ 值代入公式计算。

10.23 软齿轮为何应使小齿轮的硬比大齿轮高 (30~50) HBS？硬齿面齿轮是否也需要有硬度差？

答：因为软齿面齿轮啮合传动时，小齿轮受应力循环次数多， z 值小，为了使两齿轮等强度，应使小齿轮比大齿轮硬 (30~50) HBS。硬齿面齿轮不需要有硬度差。

10.24 为何要使小齿轮比配对大齿轮宽 (5~10) mm？

答：为了保证齿轮传动的接触宽度，以防由于制造、安装的误差造成接触宽度不够，因宽度和强度有关。由于小齿轮直径小，增加齿宽 (5~10) mm 较为适宜，保证接触宽度 b 。

10.25 按弯曲强度设计齿轮时，若齿轮经常正、反转，应如何确定其许用弯曲应力？

答: 若按弯曲强度设计齿轮时, 若齿轮经常正、反转, 则齿根所受弯曲应力为对称循环, 应使许用弯曲应力减小 20%~30%。

10.26 如有一开式传动, 该传动经常正、反转, 设计时应注意哪些问题?

答: 对开式传动的齿轮, 按弯曲强度设计出模数时, 由于经常正、反转, 应将弯曲疲劳极限减小 20%~30%。对计算出的模数再增大 10%~15%。

10.27 斜齿轮的强度计算和直齿轮的强度计算有何区别?

答: 斜齿轮的强度计算中其受力分析是按轮齿法面进行的, 计算的模数是法面模数 m_n 。齿形系数 Y_F 和应力修正系数 Y_S 是按斜齿轮的当量齿数 z_v 查得的。再有, 强度校核公式中的系数小于直齿轮公式中的系数, 计算出的 σ_H 、 σ_F 小于直齿轮, 说明斜齿轮的强度比直齿轮高。

10.28 斜齿轮的当量齿轮是如何作出的? 其当量齿数 z_v 在强度计算中有何用处?

答: 斜齿轮的当量系数 $z_v = z / \cos^3 \beta$, 与 β 值的大小有关。在强度计算中确定齿形系数 Y_F 与应力校正系数 Y_S 时按当量齿数 z_v 查。

10.29 圆锥齿轮的背锥是如何作出的?

答: 圆锥齿轮的背锥的形成, 过圆锥齿轮的大端的分度圆锥作一切线与圆锥齿轮的轴线相交, 以轴线为轴, 以切线为母线绕轴线转一圈, 形成的圆锥为背锥。背锥与球面相切于圆锥齿轮大端的分度圆锥上, 并与分度圆锥直角相接。

10.30 斜齿轮和圆锥齿轮的轴向分力是如何确定的?

答: (1) 斜齿轮轴向分力的确定, 是与旋向转向相关的, 可用主动轮左右旋定则确定。即由主动齿轮视旋向, 左旋用左手, 右旋用右手, 四指指向表示主动轮的转向, 大拇指指向为轴向力方向, 从动轮轴向力方向与主动轮的相反。

(2) 圆锥齿轮不论主动、从动轴向力均指向大端。

10.31 在材质相同、齿宽 b 相同的情况下, 齿面接触强度的大小取决于什么?

答: 在材质相同、齿宽 b 相同的情况下, 齿面接触强度的大小取决于分度圆直径 d_1 的大小, 即 d_1 大表明接触强度高; 或用中心距 a 表示, a 大, 则接触强度大, 即和 m 、 z 的乘积有关 (应在同一载荷下)。

10.32 齿轮传动有哪些润滑方式? 如何选择润滑方式?

答：齿轮传动的润滑方式有人工定期润滑、浸油润滑和喷油润滑。

对于开式齿轮传动，由于速度较低，一般采用人工定期润滑。

对于闭式齿轮传动，一般根据圆周速度选择润滑方式。当齿轮的圆周速度 $v < 12 \text{ m/s}$ 时，通常将大齿轮浸入油池中进行润滑。当齿轮的圆周速度 $v > 12 \text{ m/s}$ 时，不宜采用浸油润滑，可采用喷油润滑，用油泵将具有一定压力的油经喷油嘴喷到啮合的齿面上。

10.33 进行齿轮结构设计时，齿轮轴适用于什么情况？

答：设计小齿轮的结构时，当小齿轮的齿根圆至键槽底部的尺寸小于 $(2 \sim 2.5) m_n$ 时，应制成齿轮轴，以增加齿轮和轴的强度。对于小圆锥齿轮，当齿根圆至键槽底部的尺寸小于 $(1.6 \sim 2) m_n$ 时，应制成锥齿轮轴。

10.34 一闭式直齿圆柱齿轮传动，已知：传递功率 $P = 4.5 \text{ kW}$ ，转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$ ，模数 $m = 3 \text{ mm}$ ，齿数 $z_1 = 25, z_2 = 75$ ，齿宽 $b_1 = 75 \text{ mm}, b_2 = 70 \text{ mm}$ 。小齿轮材料为 45 钢调质，大齿轮材料为 ZG310~570 正火。载荷平稳，电动机驱动，单向转动，预期使用寿命 10 年（按 1 年 300 天，每天两班制工作考虑）。试问这对齿轮传动能否满足强度要求而安全工作。

答：由题意知齿轮传动的材料、参数、齿宽等，此题属校核性问题，因是软齿面，故应以接触强度为主进行校核强度。

（1）接触强度校核。小齿轮材料为 45 钢调质，齿面硬度为 230HBS，大齿轮为 ZG310~570，齿面硬度取为 180HBS。由图 10.24 查得：

$$\sigma_{H\lim 1} = 570 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H\lim 2} = 470 \text{ MPa}$$

$$\text{应力循环次数 } N_1 = 60n_1 t L_h = 60 \times 960 \times 1 \times (10 \times 300 \times 16)$$

$$N_1 = 2.77 \times 10^9$$

$$u = i = \frac{75}{25} = 3$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i} = 9.2 \times 10^8$$

查图 10.27 得 $Z_{NT1} = 0.88$, $Z_{NT2} = 0.92$

查表 10.10 取 $S_H = 1.1$

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim1} \cdot Z_{NT1}}{S_H} = \frac{570 \times 0.88}{1.1} = 456 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim2} \cdot Z_{NT2}}{S_H} = \frac{470 \times 0.92}{1.1} = 393 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 668 \sqrt{\frac{KT_1(u+1)}{bd_1^2u}} \leq [\sigma_H]$$

计算转矩 T_1 ;

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{4.5}{960} = 4.48 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

取载荷系数 $K=1.2$, 齿宽 $b=70\text{mm}$ 。

小齿轮分度圆直径

$$d_1 = m z_1 = 3 \times 25 = 75 \text{ mm}$$

$$\sigma_H = 668 \sqrt{\frac{1.2 \times 4.48 \times 10^4 (3+1)}{70 \times 75^2 \times 3}} = 285 \text{ MPa} < 393 \text{ MPa}$$

$\sigma_H < [\sigma_H]_2$, 满足接触强度的要求。

(2) 弯曲强度校核。

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{NT}}{S_F}$$

由图 10.25 查得：

$$\sigma_{\text{Flim1}} = 220 \text{ MPa}, \sigma_{\text{Flim2}} = 160 \text{ MPa}$$

查图 10.26 得 $Y_{\text{NT1}} \leq 1, Y_{\text{NT2}} = 1$

查表 10.10, 得 $S_F = 1.4$ 。

$$[\sigma_F]_1 = \frac{220 \times 1}{1.4} = 157 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{160 \times 1}{1.4} = 114 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{Fl}} = \frac{2KT_1}{bm^2z_1} Y_{\text{Fl}} Y_{\text{S1}} \leq [\sigma_F]$$

查表 10.13, 得齿形系数 $Y_{\text{Fl}} = 2.65, Y_{\text{F2}} = 1.59$ 。

查表 10.14 得应力修正系数 $Y_{\text{S1}} = 2.62, Y_{\text{S2}} = 1.76$ 。

$$\sigma_{\text{Fl}} = \frac{2 \times 1.2 \times 4.48 \times 10^4}{70 \times 3^2 \times 25} \times 2.65 \times 2.26 = 41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{F2}} = \sigma_{\text{Fl}} \frac{Y_{\text{F2}} \times Y_{\text{S2}}}{Y_{\text{Fl}} \times Y_{\text{S1}}} = 41 \times \frac{1.59 \times 1.76}{2.65 \times 2.26} = 19 \text{ MPa}$$

所以 $\sigma_{\text{Fl}} < [\sigma_F]_1, \sigma_{\text{F2}} < [\sigma_F]_2$, 弯曲强度足够。

10.35 已知某机器的一对直齿圆柱齿轮传动, 其中心距 $a = 200 \text{ mm}$, 传动比 $i = 3, z_1 = 24, n_1 = 1440 \text{ r/min}$, $b_1 = 100 \text{ mm}, b_2 = 95 \text{ mm}$ 。小齿轮材料为 45 钢调质, 大齿轮为 45 钢正火。载荷有中等冲击, 电动机驱动, 单向转动, 使用寿命为 8 年, 单班制工作。试确定这对齿轮所能传递的最大功率。

答: 此齿轮传动为软齿面, 其承载能力由齿面接触强度决定, 故按接触强度设计。

(1) 确定许用接触应力。小齿轮 45 钢调质: $HBS_1 = 230$; 大齿轮 45 钢正火: $HBS_2 = 200$ 。

$$\sigma_{H\lim 1} = 580 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{H\lim 2} = 550 \text{ MPa}$$

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 1440 \times (8 \times 8 \times 300) \times 1 = 1.66 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i} = \frac{1.66 \times 10^9}{3} = 5.33 \times 10^8$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{NT1}}{S_H}; Z_{NT1} = 0.89, Z_{NT2} = 0.93, S_H = 1.0$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{580 \times 0.89}{1.0} = 516 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{550 \times 0.93}{1.0} = 511 \text{ MPa}$$

(2) 承载能力计算。

$$\text{根据 } [\sigma_H] \geq 668 \sqrt{\frac{KT_1(u+1)}{bd_1^2 u}}$$

$$\text{可推导出 } T_1 \leq \frac{bd_1^2 u [\sigma_H]^2}{K \times 668^2 (u+1)}$$

取 $K = 1.5$

$$z_2 = iz_1 = 3 \times 25 = 75$$

$$m = \frac{2a}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 200}{25 + 75} = 4 \text{ mm}$$

$$d_1 = m z_1 = 4 \times 25 = 100 \text{ mm}$$

$$T_1 \leq \frac{95 \times 100^2 \times 3 \times 511^2}{1.5 \times 668^2 (3+1)} = 2.78 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

将 T_1 值代入 $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1}$ 可得下式：

$$P = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{2.78 \times 10^5 \times 1440}{9.55 \times 10^6} = 42 \text{ kW}$$

这对齿轮能传递的最大功率为 42kW。

10.36 已知一对斜齿圆柱齿轮传动， $z_1 = 25, z_2 = 100, m_n = 4 \text{ mm}, \beta = 15^\circ, \alpha = 20^\circ$ 。试计算这对斜齿轮的主要几何尺寸。

$$\text{解：(1)} \quad d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \times 25}{\cos 15^\circ} = \frac{100}{0.9659} = 103.53 \text{ mm}$$

$$\text{(2)} \quad \tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 15^\circ} = \frac{0.364}{0.9659} = 0.3768$$

$$\alpha_t = \arctan 0.3768 = 20.647^\circ$$

$$\text{(3)} \quad d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 103.53 \cos 20.647^\circ = 96.88 \text{ mm}$$

$$\text{(4)} \quad d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 103.53 + 2 \times 4 = 111.53 \text{ mm}$$

$$\text{(5)} \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 103.53 - 2 \times 1.25 \times 4 = 93.53 \text{ mm}$$

$$\text{(6)} \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \times 100}{\cos 15^\circ} = \frac{400}{0.9659} = 414.12 \text{ mm}$$

$$\text{(7)} \quad d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 414.12 \cos 20.647^\circ = 387.52 \text{ mm}$$

$$(8) \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 414.12 + 8 = 422.12 \text{mm}$$

$$(9) \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 414.12 - 10 = 404.12 \text{mm}$$

$$(10) \quad \alpha = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{4(25 + 100)}{2 \cos 15^\circ} = 258.82 \text{mm}$$

10.37 设计一单级直齿圆柱齿轮减速器, 已知传递的功率为 4kW, 小齿轮转速 $n_1 = 1450 \text{r/min}$, 传动比 $i = 3.5$, 载荷平稳, 使用寿命 5 年, 两班制 (每年 250 天)。

答: (1) 选择材料及精度等级。小齿轮选用 45 号钢, 调质 $HBS_1 = 220$; 大齿轮选用 45 号钢, 正火 $HBS_2 = 180$ 。因用于普通传动, 选 8 级精度, 要求齿面粗糙度 $R_a \leq 3.2 \sim 6.3$ 。

(2) 按齿面接触疲劳强度设计。

$$d_1 \geq 76.43 \times \sqrt[3]{\frac{KT_1(u+1)}{\psi_d \cdot u [\sigma_H]^2}} \text{mm}$$

确定有关参数与系数如下:

①齿数 z 及齿宽系数 ψ_d 。取小齿轮齿数 $z_1 = 25$, 大齿轮齿数 $z_2 = 88$ 。实际传动比

$$i_{\circ} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{88}{25} = 3.52$$

$$\Delta i = \frac{i - i_{\circ}}{i} = \frac{3.5 - 3.52}{3.5} = -0.57\% < 2.5\%$$

合适, 齿数比 $u = i = 3.52$

由表 10.20 选取 $\psi_d = 1$ 。

②转矩 T_1 。

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{4}{1450} = 2.64 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

③载荷系数 K 。查表 10.11 取载荷系数 $K=1.2$

④许用接触应力 $[\sigma_H]$ 。

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} Z_{NT}}{S_H} \text{ N/mm}^2$$

查得 $\sigma_{H\lim 1} = 570 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{H\lim 2} = 520 \text{ N/mm}^2$

计算应力循环次数

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 1450 \times 1 \times (5 \times 300 \times 16) = 2.09 \times 10^9$$

$$N_2 = N_1/i = 2.09 \times 10^9 / 3.52 = 5.94 \times 10^8$$

查图 10.27 得 $Z_{NT1} = 0.9$, $Z_{NT2} = 0.94$ 。由表 10.10 查得 $S_H = 1.1$ 。

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{NT1}}{S_H} = \frac{570 \times 0.9}{1.1} = 466 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{NT2}}{S_H} = \frac{520 \times 0.94}{1.1} = 444 \text{ N/mm}^2$$

$$d_1 \geq 76.43 \times \sqrt[3]{\frac{KT_1(u+1)}{\psi_d u [\sigma_H]^2}} = 76.43 \sqrt[3]{\frac{1.2 \times 2.64 \times 10^4 \times (3.52+1)}{1 \times 3.52 \times 444^2}} = 45.139 \text{ mm}$$

$$\text{计算模数 } m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{45.139}{25} = 1.81 \text{ mm}$$

取标准模数 $m = 2 \text{ mm}$

(3) 校核齿根弯曲疲劳强度。

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bm^2 z_1} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F]$$

确定有关参数和系数:

①分度圆直径。

$$d_1 = mz_1 = 2 \times 25 = 50\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 2 \times 25 = 176\text{mm}$$

②齿宽。

$$b = \psi_d d_1 = 1 \times 50 = 50\text{mm}$$

取 $b_2 = 50\text{mm}$, $b_1 = 55\text{mm}$ 。

③齿形系数和应力修正系数。查得 $Y_{F1} = 2.62$, $Y_{S1} = 1.59$, $Y_{F2} = 2.2$, $Y_{S2} = 1.78$ 。

④许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 。

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{NT}}{S_F}$$

查得 $\sigma_{F\lim 1} = 220 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{F\lim 2} = 200 \text{ N/mm}^2$; $Y_{NT1} = 1$, $Y_{NT2} = 1$, $S_F = 1.4$ 。

计算两轮的许用弯曲应力

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim 1} Y_{NT1}}{S_F} = \frac{220 \times 1}{1.4} = 157 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2} Y_{NT2}}{S_F} = \frac{200 \times 1}{1.4} = 143 \text{ N/mm}^2$$

计算两轮的弯曲应力

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1}{bm^2 z_1} Y_{F1} Y_{S1} = \frac{2 \times 1.2 \times 2.64 \times 10^4}{50 \times 2^2 \times 25} \times 2.62 \times 1.59 = 53 \text{ N/mm}^2 < [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2} Y_{S2}}{Y_{F1} Y_{S1}} = 53 \times \frac{2.2 \times 1.78}{2.62 \times 1.59} = 50 \text{ N/mm}^2 < [\sigma_F]_2$$

故轮齿齿根弯曲疲劳强度足够。

(4) 计算传动中心距 a 。

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{2}{2}(25 + 88) = 113\text{mm}$$

(5) 计算齿轮的圆周速度。

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 50 \times 1450}{60 \times 1000} = 3.8 \text{ m/s}$$

选 8 级精度适合。

(6) 计算齿轮的几何尺寸并绘制齿轮零件图 (略)。

10.38 已知一对斜齿圆柱齿轮传动, $m_n = 2\text{mm}$, $z_1 = 23$, $z_2 = 92$, $\beta = 12^\circ$, $\alpha_n = 20^\circ$ 。试计算其中心距应为多少? 如果除 β 角外各参数均不变, 现需将中心距圆整为以 0 或 5 结尾的整数, 则应如何改变 β 角的大小? 其中心距 a 为多少? β 为多少?

$$\text{解: } a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2(23 + 92)}{2 \cos 12^\circ} = 117.5\text{mm}$$

若将 a 圆整为 115mm, 则

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \frac{2(23 + 92)}{2 \times 115} = 0^\circ$$

不合适。

若将 a 圆整为 120mm, 则

$$\beta = \arccos \frac{2(23 + 92)}{2 \times 120} = 16.6^\circ = 16^\circ 36'$$

10.39 如题 10.39 图所示为二级斜圆柱齿轮减速器。

(1) 已知主动轮 1 的螺旋角及转向, 为了使装有齿轮 2 和齿轮 3 的中间轴的轴向力较小, 试确定齿轮 2、3、4 的轮齿螺旋角旋向和各齿轮产生的轴向力方向。

(2) 已知 $m_{n2} = 3\text{mm}$, $z_2 = 51$, $\beta_2 = 15^\circ$, $m_{n3} = 4\text{mm}$, $z_3 = 26$, 试求 β_3 为多少时, 才能

使中间轴上两齿轮产生的轴向力互相抵消?

题 10.39 图

题 10.39 答案图

答: (1) 确定各轮旋向, 轴向力方向。

①由 n_1 及旋向 (左旋) 确定 F_{a1} 向上;

②2 轮必为右旋, n_2 与 n_1 相反, F_{a2} 与 F_{a1} 相反;

③为使中间轴轴向力较小, F_{a3} 应向上, 与 F_{a2} 相反。根据 F_{a3} 向上与转向判定齿轮 3 数为右旋;

④齿轮 4 必为左旋, F_{a4} 与 F_{a3} 相反, 即向下。具体参见题 10.39 答案图。

(2) $F_{a2} = -F_{a3}$ 时互相抵消。

$$F_{a2} = F_{t2} \tan \beta_2 = \frac{2T_2}{d_2} \tan \beta_2$$

$$F_{a3} = F_{t3} \tan \beta_3 = \frac{2T_3}{d_3} \tan \beta_3$$

$$\frac{2T_2}{d_2} \tan \beta_2 = \frac{2T_3}{d_3} \tan \beta_3$$

因 3 轮和 2 轮在同一轴上, 则 $T_2 = T_3$ 。

$$\tan \beta_3 = \frac{\tan \beta_2 \cdot d_3}{d_2} = \tan \beta_2 \cdot \frac{m_{n3} z_3}{\cos \beta_3} \cdot \frac{\cos \beta_2}{m_{n2} \cdot z_2}$$

$$\frac{\sin \beta_3}{\cos \beta_3} = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2} \frac{m_{n3} \cdot z_3}{m_{n2} z_2} \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_3}$$

$$\sin \beta_3 = \frac{m_{n3} \cdot z_3}{m_{n2} \cdot z_2} \sin \beta_2$$

$$\sin \beta_3 = \frac{4 \times 26}{3 \times 51} \sin 15^\circ$$

$$\beta_3 = 10.1327^\circ = 10^\circ 7' 58''$$

当 β_3 为 $10^\circ 7' 58''$ 时，才能使中间轴上两齿轮产生的轴向力互相抵消。

10.40 已知一对标准直齿圆锥齿轮传动，齿数 $z_1 = 22, z_2 = 66$ ，大端模数 $m = 5\text{mm}$ ，

分度圆压力角 $\alpha = 20^\circ$ ，轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 。试求两个圆锥齿轮的分度圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径、分度圆锥角、齿顶圆锥角、齿根圆锥角、锥距及当量齿数。

$$\text{解: (1)} \quad d_1 = mz_1 = 5 \times 22 = 110\text{mm}$$

$$\text{(2)} \quad d_2 = mz_2 = 5 \times 66 = 330\text{mm}$$

$$\text{(3)} \quad i = \frac{z_2}{z_1} = \tan \delta_2 = \frac{66}{22} = 3$$

$$\delta_2 = \arctan 3 = 71.565^\circ$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 71.565 = 18.435^\circ$$

$$\text{(4)} \quad d_{a1} = d_1 + 2h_a \cos \delta_1 = 110 + 10 \times 0.95 = 119.5\text{mm}$$

$$\text{(5)} \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a \cos \delta_2 = 330 + 10 \times 0.316 = 333.16\text{mm}$$

$$\text{(6)} \quad d_{f1} = d_1 - 2h_f \cos \delta_1 = 110 - 10 \times 1.2 \times 0.95 = 98.6\text{mm}$$

$$(7) \quad d_{i2} = d_2 - 2h_f \cos \delta_2 = 330 - 10 \times 1.2 \times 0.316 = 326.208 \text{mm}$$

$$(8) \quad R = \frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{5}{2} \sqrt{22^2 + 66^2} = 173.925 \text{mm}$$

(9) 当量齿数 z_v 。

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{\cos 18.435^\circ} = 23.19 \approx 23$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{66}{\cos 71.565^\circ} = 208.7 \approx 209$$

(10) 齿顶圆锥角 δ_a (按等顶隙收缩齿计算)。

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = \delta_1 + \arctan \frac{h_f}{R} = 18.435 + \arctan \frac{5 \times 1.2}{174} = 18.435^\circ + 1.975^\circ = 20.41^\circ$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = \delta_2 + \delta_{f2}; (\theta_{f2} = \theta_{f1})$$

$$= \delta_2 + \arctan \frac{h_f}{R} = 71.565^\circ + \arctan \frac{5 \times 1.2}{174}$$

$$= 71.565^\circ + 1.975^\circ = 73.54^\circ$$

(11) 齿根圆锥角 δ_f 。

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 18.435 - 1.975 = 16.46^\circ$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 71.565 - 1.975 = 69.59^\circ$$

(12) 齿根角。

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \arctan \frac{h_f}{R} = 1.975^\circ$$

第 11 章 蜗杆传动

11.1 蜗杆传动的特点及使用条件是什么？

答：蜗杆传动的特点是：结构紧凑，传动比大。一般在传递动力时， $i=10 \sim 80$ ；分度传动时只传递运动， i 可达 1 000；传动平稳，无噪声；传动效率低；蜗轮一般用青铜制造，造价高；蜗杆传动可实现自锁。

使用条件：蜗杆传动用于空间交错(90°)轴的传动。用于传动比大，要求结构紧凑的传动，传递功率一般小于 50kW。

11.2 蜗杆传动的传动比如何计算？能否用分度圆直径之比表示传动比？为什么？

答：蜗杆传动的传动比可用齿数的反比来计算，即 $i = n_1/n_2 = z_2/z_1$ ；不能用分度圆直径之比表示传动比，因为蜗杆的分度圆直径 $d_1 = mq \neq mz_1$ 。

11.3 与齿轮传动相比较，蜗杆传动的失效形式有何特点？为什么？

答：蜗杆传动的失效形式与齿轮传动类似，有点蚀、弯曲折断、磨损及胶合。但蜗杆传动中蜗轮轮齿的胶合、磨损要比齿轮传动严重得多。这是因为蜗杆传动啮合齿面间的相对滑动速度大，发热严重，润滑油易变稀。当散热不良时，闭式传动易发生胶合。在开式传动及润滑油不清洁的闭式传动中，轮齿磨损较快。

11.4 何谓蜗杆传动的中间平面？中间平面上的参数在蜗杆传动中有何重要意义？

答：蜗杆传动的中间平面是通过蜗杆轴线且垂直于蜗轮轴线的平面。中间平面上的参数是标准值，蜗杆传动的几何尺寸计算是在中间平面计算的。在设计、制造中，皆以中间平面上的参数和尺寸为基准。

11.5 试述蜗杆直径系数的意义，为何要引入蜗杆直径系数 q ？

答：蜗杆直径系数的意义是：蜗杆的分度圆直径与模数的比值，即 $q = d_1/m$ 。引入蜗杆直径系数是为了减少滚刀的数量并有利于标准化。对每个模数的蜗杆分度圆直径作了限制，规定了 1~4 个标准值，则蜗杆直径系数也就对应地有 1~4 个标准值。

11.6 何谓蜗杆传动的相对滑动速度？它对蜗杆传动有何影响？

答：蜗杆传动的相对滑动速度是由于轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ ，蜗杆与蜗轮啮合传动时，在轮齿节点处，蜗杆的圆周速度 v_1 和蜗轮的圆周速度 v_2 也成 90° 夹角，所以蜗杆与蜗轮啮合传动时，齿廓间沿蜗杆齿面螺旋线方向有较大的相对滑动速度 v_s ，其大小为

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \lambda.$$

相对滑动速度对蜗杆传动有较大的不利影响, 滑动速度的大小对齿面的润滑情况、齿面失效形式、发热以及传动效率都有很大影响。相对滑动速度较大, 温升高, 润滑油变稀、油膜不易形成, 散热不好时极易发生胶合失效形式。在开式传动中, 磨损较严重, 使蜗杆传动的寿命较短。

11.7 蜗杆的头数 z_1 及升角 λ 对啮合效率各有何影响?

答: 蜗杆传动的啮合效率为 $\eta_l = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho_v)}$; 由此式可知, 当蜗杆的升角 λ 越大, 蜗

杆传动的效率越高。 $\tan \lambda = \frac{z_1}{q}$ 。当 q 一定时, z_1 越大, λ 越大, 效率越高。

11.8 蜗杆传动的效率为何比齿轮传动的效率低得多?

答: 蜗杆传动的效率比齿轮传动的效率低得多, 是由于蜗杆传动中啮合处的相对滑动速度较大, 摩擦大, 发热量大, 啮合效率低。

11.9 为什么对蜗杆传动要进行热平衡计算? 当热平衡不满足要求时, 可采取什么措施?

答: 由于蜗杆传动中蜗轮齿和蜗杆齿面间有较大的相对滑动速度, 所以发热量大, 传动效率低。如果蜗杆传动的散热条件差, 使工作温度过高, 润滑油粘度降低, 油膜破坏, 引起润滑失效, 导致齿面胶合, 并加剧磨损。所以, 对连续工作的闭式蜗杆传动进行热平衡计算是为了使产生的热量及时散出去, 不发生胶合失效。

当热平衡不满足要求时, 应采用下列措施, 以增加传动的散热能力: (1) 在箱体处增加散热片, 以增大散热面积; (2) 在蜗杆轴伸上装风扇, 以提高散热系数; (3) 在油池中装蛇形冷却水管, 以降低油温; (4) 大功率的蜗杆减速器, 可采用压力喷油润滑。

11.10 蜗杆传动的设计准则是什么?

答: 蜗杆传动的主要失效形式是胶合、磨损, 但目前尚缺乏可靠的计算方法。因此, 对闭式蜗杆传动, 一般按蜗轮齿面接触疲劳强度来设计, 并校核齿根弯曲疲劳强度; 对于开式蜗杆传动, 通常只需按弯曲疲劳强度进行设计。以上的强度计算为条件性计算。

此外, 对连续工作的闭式蜗杆传动还必须作热平衡计算, 以保证油温不超过许用值。

11.11 常用的蜗轮、蜗杆的材料组合有哪些? 设计时如何选择材料?

答: 常用的蜗轮、蜗杆的材料组合应具有好的减摩性、耐磨性和抗胶合性能。

蜗杆常用碳钢或合金钢制成, 对高速重载的蜗杆应进行淬硬并磨削, 一般蜗杆可采用调质钢。

蜗轮多数用青铜制造, 视滑动速度大小选不同含锡量的铜合金。当 $v_s > 5 \text{ m/s}$ 时选用锡青铜, 当 $v_s < 5 \text{ m/s}$ 时选用铝铁青铜 (蜗杆必须淬硬), 当 $v_s < 2 \text{ m/s}$ 时蜗轮可用灰铸铁制作。

11.12 试分析如题 11.12 图所示的蜗杆传动中, 蜗杆、蜗轮的转动方向及所受各分力的方向。

题 11.12

答：蜗杆、蜗轮的转动方向及所受各分力的方向如题 11.12 答案图所示。

题 11.12 答案图

11.13 设计运输机的闭式蜗杆传动。已知电动机功率 $P = 3\text{kw}$ ，转速 $n = 960\text{r/min}$ ，

蜗杆传动比 $i = 21$ ，工作载荷平稳，单向连续运转，每天工作 8h，要求使用寿命为 5 年。

答：(1) 选择材料。蜗杆选用 45 钢调质，硬度 $< 350\text{HB}$ 。蜗轮选用铝铁青铜：ZCuAl10Fe3。

(2) 确定蜗轮传递的转矩 T_2 。估计效率 $\eta = 0.78$ ，

$$T_2 = T_1 i \eta = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3}{960} \times 21 \times 0.78 = 4.9 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

(3) 选择蜗杆头数和蜗轮齿数。选蜗杆头数 $z_1 = 2$ ，蜗轮齿数 $z_2 = i z_1 = 21 \times 2 = 42$ 。

(4) 确定许用应力。查表 11.7，估计 $v_s = 3 \text{ m/s}$ ， $[\sigma_H] = 180 \text{ MPa}$ 。查表 11.8，
 $[\sigma_F] = 112 \text{ MPa}$ 。

(5) 确定模数和蜗杆分度圆直径。取载荷系数 $K = 1.1$ ，则

$$m^2 d_1 \geq K T_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 = 1.1 \times 4.9 \times 10^5 \left(\frac{480}{42 \times 180} \right)^2 = 2173 \text{ mm}^3$$

查表 11.2 得 $m^2 d_1 = 2500 \text{ mm}^3$ ，由此得 $m = 6.3, q = 10$ 。

蜗杆分度圆直径： $d_1 = mq = 6.3 \times 10 = 63 \text{ mm}$

蜗轮分度圆直径： $d_2 = mz_2 = 6.3 \times 42 = 264.6 \text{ mm}$

$$\text{中心距： } a = \frac{(q + z_2)m}{2} = \frac{(10 + 42) \times 6.3}{2} = 163.8 \text{ mm}$$

(6) 计算蜗杆螺旋线升角 λ 。

$$\lambda = \arctan \frac{z_1}{q} = \arctan \frac{2}{10} = 11.31^\circ$$

(7) 按齿根弯曲强度校核。计算齿根弯曲应力 σ_F 。

$$\sigma_F = \frac{1.53 K T_2 \cos \lambda}{d_1 d_2 m} I_{F2}$$

查表 11.5， $I_{F2} = 2.3$ 。

$$\sigma_F = \frac{1.53 \times 1.1 \times 4.9 \times 10^5 \cos 11.31^\circ}{63 \times 264.6 \times 6.3} \times 2.3 = 17.73 \leq [\sigma_F]$$

故弯曲疲劳强度合格。

(8) 验算传动效率 η 。

$$\nu_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 63 \times 960}{60 \times 1000} = 3.17 \text{ m/s}$$

$$\nu_s = \frac{\nu_1}{\cos \lambda} = \frac{3.17}{\cos 11.31^\circ} = 3.23 \text{ m/s}$$

查表 11.9 得 $f_v = 0.041$, $\rho_v = 2^\circ 31' = 2.52^\circ$, 则效率 η 为

$$\eta = (0.95 \sim 0.97) \frac{\tan 11.31^\circ}{\tan (11.31^\circ + 2.52^\circ)} = 0.77 \sim 0.79$$

与原估计 $\eta = 0.78$ 相近。

(9) 热平衡计算。箱体散热面积

$$A = 0.33 \left(\frac{a}{100} \right)^{1.75} \text{ m}^2$$

$$= 0.33 \left(\frac{163.8}{100} \right)^{1.75} = 0.783 \text{ m}^2$$

取室温 $t_0 = 20^\circ \text{C}$, 散热系数 $K_s = 15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot {}^\circ \text{C})$, 则

$$t_1 = \frac{1000(1-\eta)P_1}{K_s A} + t_0$$

$$= \frac{1000(1-0.78) \times 3}{17 \times 0.783} + 20^\circ \text{C}$$

$$= 49.6^\circ \text{C} + 20^\circ \text{C} = 69.6^\circ \text{C} < 70^\circ \text{C}$$

结论: 合格。

(10) 选择精度等级。

$$\nu_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 264.6 \times 960}{60 \times 1000 \times 21} = 0.63 \text{ m/s}$$

因 $\nu < 1.5 \text{ m/s}$, 可选用 9 级精度。

(11) 绘制蜗杆、蜗轮零件工作图 (略)。

11.14 设计起重设备用闭式蜗杆传动。蜗杆轴的输入功率 $P_1 = 7.5 \text{ kW}$, 蜗杆转速

$n_1 = 960 \text{ r/min}$, 蜗轮转速 $n_2 = 48 \text{ r/min}$, 间歇工作, 每日工作 4h, 预定寿命 10 年。

答:

(1) 选择蜗杆、蜗轮材料。蜗杆选 45 钢调质, 硬度 $< 45 \text{ HRC}$; 蜗轮选锡青铜 Z. Cu. Sn10P1 砂型; $[\sigma_H] = 180 \text{ MPa}$ 。

(2) 确定许用应力。 $N = 60 \eta L_h = 60 \times 48 \times 1 \times 4 \times 300 \times 10 = 3.46 \times 10^7$

$$\textcircled{1} \quad K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{3.46 \times 10^7}} = 0.86$$

$$[\sigma_H] = [\sigma_H] \cdot K_{HN} = 180 \times 0.86 = 155 \text{ MPa}$$

$$\textcircled{2} \quad K_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{3.46 \times 10^7}} = 0.675$$

$$[\sigma_F] = [\sigma_F] \cdot K_{FN} = 46 \times 0.675 = 31 \text{ MPa}$$

(3) 选择蜗杆头数 z_1 , 蜗轮齿数 z_2 。因用于起重, 选蜗杆头数 z_1 ,
 $i = n_1 / n_2 = 960 / 48 = 20$, $z_2 = iz_1 = 20$

(4) 计算蜗轮传递的转矩 T_2 , 估计 $\eta = 0.75$, 则

$$T_2 = T_1 i \eta = 9.55 \times 10^6 \times 20 \times \frac{7.5}{960} \times 0.75 = 1.12 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(5) 确定模数、直径系数。取 $K=1.2$, 则

$$\begin{aligned} m^2 d_1 &\geq K T_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \\ &= 1.2 \times 1.12 \times 10^6 \left(\frac{480}{20 \times 155} \right)^2 = 32222 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

查表 11.2, 按 $m^2 d_1 = 35840 \text{ mm}^3$ 计算, 取 $m=16, q=8.75$, 则

$$d_1 = mq = 16 \times 8.75 = 140 \text{ mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 16 \times 20 = 320 \text{ mm}$$

$$a = (q + z_2) m / 2 = (8.75 + 20) \times 16 / 2 = 230 \text{ mm}$$

(6) 计算蜗杆螺旋线升角 λ 。

$$\lambda = \arctan \frac{z_1}{q} = \arctan \frac{1}{8.75} = 6.5^\circ$$

(7) 验算齿根弯曲强度。查表 11.5 得 $Y_{F2} = 2.76$ ，则

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{1.53 K T_2 \cos \lambda}{d_1 d_2 m} Y_{F2} \\ &= \frac{1.53 \times 1.2 \times 1.12 \times 10^6 \times \cos 6.5^\circ}{140 \times 320 \times 16} \times 2.76 \\ &= 2.85 \times 2.76 = 7.9 \text{ MPa} < [\sigma_F]\end{aligned}$$

弯曲强度合格。

(8) 验算传动效率。

$$\nu_1 = \frac{\pi d_1 n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 960}{60 \times 1000} = 7 \text{ m/s}$$

$$\nu_s = \frac{\nu_1}{\cos \lambda} = \frac{7}{\cos 6.5^\circ} = 7.05 \text{ m/s}$$

查表 11.9 得 $f_v = 0.027$, $\rho_v = 1^\circ 33 = 1.55^\circ$ ，则

$$\begin{aligned}\eta &= (0.95 \sim 0.97) \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho_v)} \\ &= (0.95 \sim 0.97) \frac{\tan 6.5^\circ}{\tan 8.05^\circ} = 0.76 \sim 0.78\end{aligned}$$

与估计的效率 0.75 相近。

(9) 因起重设备工作不连续，可不作散热计算。

11. 15 如题 11.15 图所示为蜗杆-斜齿轮传动，为使轴 II 上的轴向力抵消一部分，斜齿轮 3 的旋向应如何？画出蜗轮及斜齿轮 3 上的轴向力的方向。

答：如题 11.15 所示，斜齿轮 3 的旋向为左旋，II 轴上的轴向力抵消一部分。斜齿轮 3 的轴向力 F_{a3} 向左，蜗轮上的轴向力向右。

第 12 章 齿轮系

12.1 定轴齿轮系与行星齿轮系的主要区别是什么？

答：主要区别是：定轴齿轮系运转时齿轮轴线相对于机架固定，而行星齿轮系运转时则有一个或几个齿轮的轴线相对于机架不固定。

12.2 各种类型齿轮系的转向如何确定？ $(-1)^n$ 的方法适用于何种类型的齿轮系？

答：定轴轮系的转向可用 $(-1)^n$ 的方法或在图上画箭头的方法确定；行星轮系的转向应根据其转化机构经计算确定； $(-1)^n$ 方法适用于平面圆柱齿轮定轴轮系。

12.3 “转化机构法”的根据何在？

答：根据在于运动的相对性原理。

12.4 摆线针轮行星传动中，针轮与摆线轮的齿差为多少？

答：齿数差为 1。

12.5 谐波齿轮传动是怎样工作的？谐波齿轮传动中刚轮与柔轮的齿数差如何确定？

答：谐波齿轮传动是利用波发生器使柔轮产生可控的弹性变形而实现柔轮与刚轮的啮合及运动传递。刚轮与柔轮的齿数差

$$z_1 - z_2 = \frac{-z_2}{i_{H2}}$$

式中： z_1 —刚轮齿数；

z_2 —柔轮齿数；

i_{H2} —波发生器与柔轮的传动比。

12.6 谐波齿轮减速器与摆线针轮减速器相比有何特点？

答：谐波齿轮减速器与摆线针轮减速器相比有以下特点：结构简单，体积小，重量轻，安装方便，传动效率高，但使用寿命相对不如摆线针轮减速器。

12.7 如题 12.7 图所示的某二级圆柱齿轮减速器，已知减速器的输入功率 $P_1=3.8\text{ kW}$ ，转

速 $n_1=960\text{ r/min}$ ，各齿轮齿数 $z_1=22$ ， $z_2=77$ ， $z_3=18$ ， $z_4=81$ ，齿轮传动效率 $\eta_{\text{齿}}=0.97$ ，每对滚动轴承的效率 $\eta_{\text{滚}}=0.98$ 。求：(1) 减速器的总传动比 i_{III} ；(2) 各轴的功率、转速及转矩。

题 12.7 图

解：(1) 总传动比 $i_{\text{III}}=(-1)^2 \times \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{77 \times 81}{22 \times 18} = 15.75$

(2)轴 I 的功率 $P_I = P_1 \eta_{\text{滚}} = 3.8 \times 0.98 = 3.724 \text{ kW}$

转速 $n_I = 960 \text{ r/min}$

$$\text{转矩 } T_I = 9.55 \times 10^3 \frac{P_I}{n_I} = 378.02 \text{ N} \cdot \text{m}$$

轴 II: $P_{II} = P_I \eta_{\text{齿}} \eta_{\text{滚}} = 3.54 \text{ kW}$

$$n_{II} = n_I \frac{z_1}{z_2} = 960 \times \frac{22}{77} = 274.29 \text{ r/min}$$

$$T_{II} = 9.55 \times 10^3 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 1235.527 \text{ N} \cdot \text{m}$$

轴 III: $P_{III} = P_{II} \eta_{\text{齿}} \eta_{\text{滚}} = 3.37 \text{ kW}$

$$n_{III} = n_{II} \frac{z_3}{z_4} = 60.95 \text{ r/min}$$

$$T_{III} = 9.55 \times 10^3 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 528.031 \text{ N} \cdot \text{m}$$

12.8 在如题 12.8 图所示的齿轮系中, 已知各齿轮齿数 (括号内为齿数), $3'$ 为单头右旋蜗杆, 求传动比 i_{15} 。

题 12.8 图

$$\text{解: } i_{15} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_2 z_3' z_4'} = \frac{25 \times 30 \times 60 \times 30}{20 \times 25 \times 1 \times 30} = 90$$

12.9 如题 12.9 图所示为车床溜板箱手动操纵机构, 已知齿轮 1、2 的齿数 $z_1=16$, $z_2=80$, 齿轮 3 的齿数 $z_3=13$, 模数 $m=2.5 \text{ mm}$, 与齿轮 3 喷合的齿条被固定在床身上。试求当溜板箱移动速度为 1 m/min 时的手轮转速。

题 12.9 图

解: 手轮转速

$$n = \frac{1000}{\pi m z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{1000}{3.14 \times 2.5 \times 13} \times \frac{80}{16} \approx 49 \text{ r/min}$$

12.10 如题 12.10 图所示为汽车式起重机主卷筒的齿轮传动系统, 已知各齿轮齿数 $z_1=20$, $z_2=30$, $z_6=33$, $z_7=57$, $z_3=z_4=z_5=28$, 蜗杆 8 的头数 $z_8=2$, 蜗轮 9 的齿数 $z_9=30$ 。试计算 i_{19} , 并说明双向离合器的作用。

题 12.10 图

$$\text{解: } i_{19} = \frac{z_2 z_4 z_7 z_9}{z_1 z_3 z_6 z_8} = \frac{30 \times 28 \times 57 \times 30}{20 \times 28 \times 33 \times 2} \approx 38.86$$

双向离合器向上或向下闭合可改变传动系统的末端件的转向，实现正反转。

12.11 如题 12.11 图所示的差速器中，已知 $z_1=48$, $z_2=42$, $z_2'=18$, $z_3=21$, $n_i=100\text{r/min}$, $n_3=80\text{r/min}$, 其转向如题 12.11 图所示，求 n_H 。

题 12.11 图

解: 这个差速器是由圆锥齿轮 1、2、2'、3、行星架 H 以及机架 4 所组成的差动轮系，1、3、H 的几何轴线互相重合，因此由式 (12.2) 得

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{100 - n_H}{-80 - n_H} = -\frac{z_3 z_2}{z_2' z_1} = -\frac{21 \times 42}{18 \times 48} = -\frac{49}{48}$$

式中齿数比 i 前的“-”号是由转化机构用画箭头的方法确定的。解上式得

$$n_H = \frac{880}{97} \approx 9.07\text{r/min}$$

其结果为正值，表明 H 的转向与轮 1 的转向相同。

12.12 在如题 12.12 图所示齿轮系中，已知 $z_1=22$, $z_3=88$, $z_3'=z_5$, 试求传动比 i_{15} 。

题 12.12 图

解: 齿轮 1、2、3 及行星架 H 构成行星齿轮系；齿轮 3'、4、5 构成定轴齿轮系。

有 $n_H = n_5$; $n_3 = n_3'$ (式①)

对于定轴轮系: $i_{3'5} = \frac{z_5}{z_3'} = 1$, n_3' 与 n_5 的方向相反，即

$$n_3' = -n_5 = -n_H \quad (\text{式②})$$

对于行星轮系: $i_{13}^H = -\frac{z_3}{z_1} = -4$, 即

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -4 \quad (\text{式③})$$

联立①、②、③式，得

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 9$$

因 $n_H = n_5$, 故 $i_{15} = i_{1H} = 9$ 。

课后答案网
www.hackshp.cn

第 13 章 机械传动设计

13.1 简述机械传动装置的功用。

- 答: (1) 把原动机输出的速度降低或增速。
(2) 实现变速传动。
(3) 把原动机输出转矩变为工作机所需的转矩或力。
(4) 把原动机输出的等速旋转运动, 转变为工作机的转速或其它类型的运动。
(5) 实现由一个或多个原动机驱动若干个相同或不同速度的工作机。

13.2 选择传动类型时应考虑哪些主要因素?

答: 根据各种运动方案, 选择常用传动机构时, 应考虑以下几个主要因素:

- (1) 实现运动形式的变换。
- (2) 实现运动转速(或速度)的变化。
- (3) 实现运动的合成与分解。
- (4) 获得较大的机械效益。

13.3 常用机械传动装置有哪些主要性能?

答: (1) 功率和转矩; (2) 圆周速度和转速; (3) 传动比; (4) 功率损耗和传动效率;
(5) 外廓尺寸和重量。

13.4 机械传动的总体布置方案包括哪些内容?

答: 总体布置方案包括合理地确定传动类型; 多级传动中各种类型传动顺序的合理安排及各级传动比的分配。

13.5 简述机械传动装置设计的主要内容和一般步骤。

答: (1) 确定传动装置的总传动比。
(2) 选择机械传动类型和拟定总体布置方案。
(3) 分配总传动比。
(4) 计算机械传动装置的性能参数。性能参数的计算, 主要包括动力计算和效率计算等。
(5) 确定传动装置的主要几何尺寸。
(6) 绘制传动系统图。
(7) 绘制装置的装配图。

第 14 章 轴和轴毂连接

14.1 轴按功用与所受载荷的不同分为哪三种? 常见的轴大多属于哪一种?

答: 轴按功用与所受载荷不同可分为心轴、传动轴和转轴三类。常见的轴大多数属于转轴。

14.2 轴的结构设计应从哪几个方面考虑?

答: 轴的结构设计应从以下几方面考虑: (1) 轴的毛坯种类; (2) 轴上作用力的大小及其分布情况; (3) 轴上零件的位置、配合性质以及连接固定的方法; (4) 轴承的类型、尺寸

和位置；（5）轴的加工方法、装配方法以及其它特殊要求。

14.3 制造轴的常用材料有几种？若轴的刚度不够，是否可采用高强度合金钢提高轴的刚度？为什么？

答：制造轴的常用材料有碳素钢和合金钢。若轴的刚度不够，不可采用高强度合金钢提高轴的刚度。因为合金钢与碳素钢的弹性模量相差不多。

14.4 轴上零件的周向固定有哪些方法？采用键固定时应注意什么？

答：轴上零件的周向固定有键、花键和销联结以及过盈联结和成型联结等。

采用键固定时应注意加工工艺与装配两个方面的问题。加工工艺必须保证键槽有一定的对称度。对于键的工作表面，在装配时必须按精度标准要求选定一定的配合；对于键的非工作表面，必须留有一定的间隙。

14.5 轴上零件的轴向固定有哪些方法？各有何特点？

答：常见的轴向固定方法有轴肩、轴环定位，螺母定位，套筒定位及轴端挡圈定位等。

轴肩、轴环定位的特点是简单可靠，能承受较大的轴向力，应用广泛。螺母和止动电圈定位的特点是固定可靠，可承受大的轴向力，常用于固定轴端零件。套筒定位的特点是结构简单，用于轴向零件轴向间距 L 不大时，可减少轴的阶梯数。套筒与轴的配合较松，故不宜用于高速。轴端挡圈定位用于轴端零件的固定，可承受较大的轴向力。

14.6 在齿轮减速器中，为什么低速轴的直径要比高速轴的直径大得多？

答：根据轴的设计计算公式 $d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$ 可知，转速越低，所要求的轴的直径就应越大；

转速越高，所要求的轴的最小直径就越小。所以低速轴的直径要比高速轴的直径大得多。

14.7 在轴的弯扭合成强度校核中， α 表示什么？为什么要引入 α ？

答：在轴的弯扭合成强度校核中， α 表示修正系数。 α 是考虑到由弯矩产生的弯曲应力 σ 和由扭矩产生的扭转剪应力 τ_t 循环特性不同引入的应力校正系数。

14.8 常用提高轴的强度和刚度的措施有哪些？

答：为了提高轴的强度，可选用优质碳素钢或合金钢，并进行适当的热处理以及表面处理。同时还应从改进零件的结构、采用合理的轴和结构设计等措施来提高轴的强度和刚度。具体地说可从下面几方面来考虑：

- (1) 采用阶梯轴的结构，使轴的形状接近等于强度条件，以充分利用材料的承载能力。
- (2) 尽量避免各轴段剖面突然变化，以降低局部的应力集中，提高轴的疲劳强度。
- (3) 改变轴上零件的布置，有时可以减小轴上的载荷。
- (4) 改进轴上零件的结构也可以减小轴上的载荷。

14.9 试述平键连接和楔键连接的工作特点和应用场合。

答：平键的两个侧面是工作面，工作是靠键与键槽侧面的挤压来传递转矩。平键连接结构简单、装拆方便，对中性好，应用最广，但它不能承受轴向力，故对轴上零件不能起到轴向固定作用。

楔键的上下两面为工作面，工作是靠键的楔紧作用来传递转矩的，同时还能承受单方向的轴向载荷。楔键连接仅适用于传动精度不高、低速、载荷平稳且对中要求较低

の場合。

14.10 如题 14.10 图所示为二级圆柱齿轮减速器。已知: $z_1=z_3=20$, $z_2=z_4=40$, $m=4\text{mm}$ 。高速级齿宽 $b_{12}=45\text{mm}$, 低速级齿宽 $b_{34}=60\text{mm}$, 轴 I 传递的功率 $P=4\text{kW}$, 转速 $n_1=960\text{r/min}$, 不计摩擦损失。图中 a 、 c 取为 $5\sim20\text{mm}$, 轴承端面到减速箱内壁距离取为 $5\sim10\text{mm}$ 。试设计轴 II, 初步估算轴的直径, 画出轴的结构图、弯矩图及扭矩图, 并按弯扭合成强度校核此轴。

答: (1) 选择轴的材料, 确定许用应力选用 45 钢, 正火处理由表 14.4 查得 $\sigma_B=600\text{MPa}$ 。

(2) 按扭转强度估算直径。根据表 14.1 得 $C=107\sim118\text{mm}$ 。

$$n_2 = n_3 = n_1 z_1 / z_2 = (960 \times 20) / 40 = 480\text{r/min}$$

$$d \geq C \sqrt[3]{P/n_2} = (107 \sim 118) \sqrt[3]{4/480} \text{mm} = 21.7 \sim 23.9\text{mm}$$

考虑到键槽会削弱轴的强度取 $d=30\text{mm}$ 。

(3) 拟出轴的结构。根据轴在危险截面的直径, 并考虑已给定的齿轮宽度, 以及轴的结构、工艺等有关因素, 拟出轴的结构图如题 14.10 答案图 a 所示。图中安装滚动轴承的直径定为 25mm ; 采用深沟球轴承型号为 6205, 宽度 $B=15\text{mm}$, 安装高度为 3mm 。

此外, 两 轮间距离取为 10mm , 并根据减速箱体的结构, 定出两轮到滚动轴承边缘的距离为 15mm 。

(4) 按弯扭合成强度, 校核轴径。

① 画出轴的受力图如题 14.10 答案图 b 所示。

$$\text{轴的转速 } n_2 = n_1 \cdot z_1 / z_2 = (960 \times 20) / 40 = 480\text{r/min}$$

$$\text{大齿轮 2 的直径 } d_2 = m z_2 = 4 \times 40 = 160\text{mm}$$

$$\text{小齿轮 3 的直径 } d_3 = m z_3 = 4 \times 20 = 80\text{mm}$$

$$\text{轴的转矩 } T = 9.55 \times 10^6 \times 4 / 480 = 79583.3\text{N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{大齿轮 2 的圆周力 } F_{t2} = 2T / d_2 = (2 \times 79583.3) / 160 = 994.8\text{N}$$

$$\text{径向力 } F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha = 994.8 \tan 20 = 362\text{N}$$

$$\text{小齿轮 3 的圆周力 } F_{t3} = 2T / d_3 = 1989.6\text{N}$$

$$\text{径向力 } F_{r3} = F_{t3} \tan 20 = 724.1\text{N}$$

题 14.10 答案图

② 作水平面内的弯矩图, 如题 14.10 答案图 c 所示。

支点反力为:

$$F_{HA} = (F_{t2}(l_2 + l_3) + F_{t3}l_3) / l$$

$$= [994.8 \times (62.5 + 52.5) + 1989.6 \times 52.5] / 160 = 1367.85\text{N}$$

$$F_{HB} = (F_{t2}l_1 + F_{t3}(l_1 + l_2))/l$$

$$= (994.8 \times 45 + 1989.6 \times 107.5)/160 = 1616.55 \text{ N} \quad (\text{其 中 } l_1 = 450 \text{ mm}, l_2 = 62.5 \text{ mm}, l_3 = 52.5 \text{ mm})$$

$$\text{I-I 截面处弯矩为: } M_{HI} = F_{HA}l_1 = 1367.85 \times 45 = 61553.3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{II-II 截面处弯矩为: } M_{HII} = F_{HB}l_3 = 1616.55 \times 52.5 = 84868.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

③ 作垂直面的弯矩图: 如题 14.10 答案图 d 所示。

支点反力为:

$$F_{VA} = [F_{r2}(l_2 + l_3) - F_{r3}l_3]/l = (362 \times 115 - 724.1 \times 52.5)/160 = 22.6 \text{ N}$$

$$F_{VB} = [F_{r2}l_1 - F_{r3}(l_1 + l_2)]/l = (362 \times 45 - 724.1 \times 107.5)/160 = -384.7 \text{ N}$$

$$\text{I-I 截面弯矩为: } M_{VI} = F_{VA}l_1 = 22.6 \times 45 = 1017 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{II-II 截面弯矩为: } M_{VII} = F_{VB}l_3 = -384.7 \times 52.5 = -20196.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

④ 作合成弯矩图 $M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$ 如题 14.10 图 e 所示。

$$M_I = \sqrt{M_{HI}^2 + M_{VI}^2} = 61561.7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{II} = \sqrt{M_{HII}^2 + M_{VII}^2} = 87239 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

⑤ 作转矩图如题 14.10 答案图 f 所示。

$$T = 9.55 \times 10^6 P_2 / n_2 = 79583.3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

⑥ 求当量弯矩。取 $\alpha = 0.6$ 。

$$\begin{aligned} \text{I-I 截面 } M_{eI} &= \sqrt{M_I^2 + (\alpha T)^2} \\ &= \sqrt{61561.7^2 + (0.6 \times 79583.3)^2} = 77909.6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{II-II 截面 } M_{eII} &= \sqrt{M_{II}^2 + (\alpha T)^2} \\ &= \sqrt{87239^2 + (0.6 \times 79583.3)^2} = 99452 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

⑦ 确定危险截面及校核强度。因为 $m_{eII} > m_{eI}$, 且轴上还有键槽, 故 II-II 可能为危险截面, 故对截面 II-II 进行校核; III-III、IV-IV 截面直径为 25mm, 虽然较小且有应力集中, 但因其不受扭矩作用且弯矩不大, 故不对其校核。

II-II 截面

$$\sigma_{eII} = M_{eII} / W = 99452 / (0.1 \times d^3) = 99452 / (0.1 \times 30^3) \text{ MPa} = 36.8 \text{ MPa}$$

查表得 $[\sigma_{-1b}] = 55 \text{ MPa}$, 满足 $\sigma_e \leq [\sigma_{-1b}]$ 的条件, 故设计的轴有足够的强度, 并有一

定裕量。

14.11 设计一齿轮与轴和键连接。已知轴的直径 $d=90\text{mm}$ ，轮毂宽 $B=110\text{mm}$ ，轴传递的扭矩 $T=1800\text{N}\cdot\text{m}$ ，载荷平稳，轴、键的材料均为钢，齿轮材料为锻钢。

答：由题意可知齿轮与轴的键连接，要求有一定的定心，故选择普通平键，圆头（A型）。由表①4.5 查得，当 $d=90\text{mm}$ 时，键的剖面尺寸 $b=25\text{mm}$, $h=14\text{mm}$ 。由轮毂宽 $B=110\text{mm}$ 选键长 $L=100\text{mm}$ 。因载荷平稳且轴、键的材料为钢，齿轮材料为锻钢，所以由表 14.6 查得许用挤压应力 $[\sigma_{\text{jy}}]=125\sim150\text{MPa}$ ，键的工作长度为 $L-b=100-25=75\text{mm}$ 。

键连接工作面上的挤压应力 σ_p ，即

$$\sigma_p = 4T/(dhl) = (4 \times 1.8 \times 106) / (90 \times 14 \times 75) = 76.2 < [\sigma_{\text{jy}}]$$

由以上计算可知选择的键连接的挤压强度是足够的，故可用。

第15章 轴承

15.1 滚动轴承的主要类型有哪些？各有什么特点？

答：(1) 深沟球轴承。主要承受径向载荷，也能承受一定的双向轴向载荷、可用于较高转速。

(2) 圆锥子轴承。内、外圆可分离，除能承受径向载荷外，还能承受较大的单向轴向载荷。

(3) 推力球轴承。套圈可分离，承受单向轴向载荷。极限转速低。

(4) 角接触球轴承。可用于承受径向和较大轴向载荷， α 大则可承受轴向力越大。

(5) 圆柱滚子轴承。有一个套圈（内、外圈）可以分离，所以不能承受轴向载荷。由于是线接触，所以能承受较大径向载荷。

(6) 调心球轴承。双排球，外圈内球面、球心在轴线上，偏位角大，可自动调位。主要承受径向载荷，能承受较小的轴向载荷。

15.2 绘制下列滚动轴承的结构简图，并在图上表示出轴承的受力主向：6306、N306、7306ACJ、30306、51306。

答：按表 15.2 中表示的简图及受力方向绘制。

15.3 滚动轴承的基本额定动载荷 C 与基本额定静载荷 C_0 在概念上有何不同，分别针对何种失效形式？

答：(1) 基本额定动载荷 C 与基本额定静载荷 C_0 在概念上区别在于“动”与“静”二字的区别。 C 是指轴承在 Z_{10} （单位为 10^6 r）时轴承能承受的最大载荷值； C_0 是指在静载荷下极低速运转的轴承。

(2) C 下的失效形式为点蚀破坏； C_0 下为永久塑性变形。

15.4 何谓滚动轴承的基本额定寿命？何谓当量动载荷？如何计算？

答：基本额定寿命是指一批同型号的轴承在相同条件下运转时，90%的轴承未发生疲劳点蚀前运转的总转数，或在恒定转速下运转的总工作小时数，分别用 Z_{10} 、 Z_{10h} 表示。

当量动载荷是轴承在当量动载荷 P 作用下的寿命与在实际工作载荷（径向和轴向载荷）条件下的寿命相等。其计算方式为

$$P = f_p (X F_r + Y F_a)$$

15.5 滚动轴承失效的主要形式有哪些？计算准则是什么？

答：对于一般转速的轴承 ($10 \text{ r/min} < n < n_{\text{lim}}$)，如果轴承的制造、保管、安装、使用等条件均良好时，轴承的主要失效形式为疲劳点蚀，因此应以疲劳强度计算为依据进行轴承的寿命计算。

对于高速轴承，除疲劳点蚀外其工作表面的过热也是重要的失效形式，因此除需进行寿命计算外还应校验其极限转速。

对于低速轴承 ($n < 1 \text{ r/min}$)，可近似地认为轴承各元件是在静应力作用下工作的，其失效形式为塑性变形，应进行以不发生塑性变形为准则的静强度计算。

15.6 滚动轴承寿命计算中载荷系数 F_p 及温度系数 F_t 有何意义？静载荷计算时要考虑这两个系数吗？

答：因滚动轴承工作时，各个元件上的载荷及应力都是变化的，当量动载荷只是一个理论值。实际上，轴承上的载荷，由于机器的惯性、零件精度高低等其他影响因素，往往 F_p 和 F_a 和实际是有差别的，而这种差别很难从理论上精确求出，为了计及这些影响，故引进载荷系数 f_p 。

一般轴承只能在低于 120°C 的工作条件下使用，当轴承工作温度 $t > 120^{\circ}\text{C}$ 时，轴承元件材料组织变化，硬度降低等因素对轴承承载能力有影响，故引入温度系数 f_t 。

对静载荷计算时，一般不考虑这两个系数。

15.7 在进行滚动轴承组合设计时应考虑哪些问题？

答：在进行轴承组合设计时应考虑如下几个问题：(1) 轴承的轴向固定；(2) 轴承组的轴向固定；(3) 轴承组合的调整；(4) 轴承组合支承部分的刚度和同轴度；(5) 轴承的预紧；(6) 轴承的配合与装拆；(7) 轴承的润滑与密封等。

15.8 试说明角接触轴承内部轴向力 F_s 产生的原因及其方向的判断方法。

答：由于接触角 α 的存在，使得轴承在承受径向载荷时会产生一个内部轴向力 F_s ，其方向由外圈的宽边指向窄边。

15.9 为什么两端固定式轴向固定适用于工作温度不高的短轴，而一端固定、一端游动式则适用于工作温度高的长轴？

答：主要原因因为温度高时，轴的轴向变形量大，无法依靠轴承本身的游隙来补偿，只得依靠一端游动式来补偿。

15.10 为什么说轴承预紧能增加支承的刚度和提高旋转精度？

答：预紧后能消除轴承的游隙并使滚动体和内、外圈接触处产生弹性变形，这样就可提高轴承的刚度和旋转精度。

15.11 为什么角接触轴承通常要成对使用？

答：其目的是消除或减小内部轴向力的影响。

15.12 列举工厂中滚动轴承与滑动轴承的实际应用。（去工厂实习时注意观察）

答：学生去工厂进行实习，注意观察滚动轴承和滑动轴承的实际应用。

15.13 轴承常用的密封装置有哪些？各适用于什么场合？

答：密封是为了阻止润滑剂从轴承中消失，也为了防止外界灰尘、水分等侵入轴承。按照密封的原理不同，可分为接触式密封和非接触式密封两大类，前一类用于速度不高的场合，后一类可用于高速。接触式密封有毡圈密封、皮碗密封等；非接触式密封有间隙式、迷宫式等。

15.14 滑动轴承有哪几种类型？各有什么特点？

答：滑动轴承的类型有如下几种：

(1) 径向滑动轴承。承受径向载荷。

(2) 推力轴承。承受轴向载荷。

15.15 对轴瓦、轴承衬的材料有哪些基本要求？

答：对轴瓦、轴承衬的材料有如下基本要求：

- (1) 具有足够的抗冲击、抗压、抗疲劳强度。
- (2) 具有良好的减摩性、耐磨性和磨合性。
- (3) 具有良好的顺应性和嵌藏性。;
- (4) 具有良好的工艺性、导热性和耐腐蚀性。

15.16 试通过查阅手册比较 6008、6208、6308、6408 轴承的内径 d 、外径 D 、宽度 B 和基本额定动载荷 C ，并说明尺寸系列代号的意义。

答：(1) 6008。内径 d 为 40mm，外径 D 为 68mm，宽度 B 为 15mm，基本额定动载荷 C_r 为 17.0kN。

(2) 6208。 $d=40\text{mm}$, $D=80\text{mm}$, $B=18\text{mm}$, $C_r=29.5\text{kN}$ 。

(3) 6308。 $d=40\text{mm}$, $D=90\text{mm}$, $B=23\text{mm}$, $C_r=40.8\text{kN}$ 。

(4) 6408。 $d=40\text{mm}$, $D=110\text{mm}$, $B=27\text{mm}$, $C_r=65.5\text{kN}$ 。

在代号中，右起第一、二位数，表示内径代号，上述例子中为 08，表示内径尺寸为 $08 \times 5 = 40\text{mm}$ 。

在代号中，右起第三、四位数，表示尺寸系列代号。第三位为直径系列代号，第四位为宽度系列代号。如为 01 则可省略不表示。在 6008 中，第三位为 0，表示直径系列代号，宽度系列代号也为 0，可省略。在 6208 中，2 为直径系列代号，在 6308、6408 中，3、4 均为直径系列代号。代号中右起第五、六、七位表示类型代号。在此例中，由于宽度系列代号为 0，省去，第四位就缺了，第五、六位等无数字，故类型代号就占第四位了。6 代表深沟球轴承类型。

15.17 一深沟球轴承受径向载荷 $F_r=7500\text{N}$ ，转速 $n=2000\text{r/min}$ ，预期寿命 $[L_h]=4000\text{h}$ ，

中等冲击，温度小于 100°C 。试计算轴承应有的径向基本额定动载荷 C_r 值。

解：(1) 求当量动载荷。由表 15.12 取载荷系数 $f_r=1.5$ ，由式(15.2)得当量动载荷 P 为

$$P = f_r F_r = 1.5 \times 7500 = 11250\text{N}$$

(2) 计算轴承的径向基本额定动载荷。由表 15.14 取 $f_T=1$ ，深沟球轴承寿命指数 $\varepsilon=3$ ，根据式(15.6)可得

$$C_r \geq \frac{P}{f_T} \left(\frac{60n[L_h]}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = \frac{11250}{1} \left(\frac{60 \times 2000 \times 4000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 88085\text{N}$$

所以该轴承应有的 $C_r=88085\text{N}$ 。

15.18 30208 轴承基本额定动载荷 $C_r=63000\text{N}$ 。(1) 若当量动载荷 $P=6200\text{N}$ ，工作转速

$n=750\text{r}/\text{min}$, 试计算轴承寿命 L_{10h} ; (2) 若工作转速 $n=960\text{r}/\text{min}$, 轴承的预期寿命 $[L_h]=10000\text{h}$, 求允许的最大当量动载荷。

解: (1) 根据式(15.5)得 (取 $f_T=1$, $\varepsilon=\frac{10}{3}$)

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C}{P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 750} \left(\frac{1 \times 63000}{6200} \right)^{\frac{10}{3}} = 50110\text{h}$$

$$(2) \text{ 由式 (15.5)} \quad L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C}{P} \right)^\varepsilon \geq [L_h]$$

$$\text{可得} \quad P \leq \left(\frac{10^6}{60n[L_h]} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} f_T C = \left(\frac{10^6}{60 \times 960 \times 10000} \right)^{\frac{10}{3}} \times 1 \times 63000 = 9359\text{N}$$

所以, 允许的最大当量动载荷 $P \leq 9359\text{N}$ 。

15.19 直齿轮轴系用一对深沟球轴承支承, 轴颈 $d=35\text{mm}$, 转速 $n=1450\text{r}/\text{min}$, 每个轴承受径向载荷 $F_r=2100\text{N}$, 载荷平稳, 预期寿命 $[L_h]=8000\text{N}$, 试选择轴承型号。

解: (1) 计算当量动载荷 P 。查表 15.12 取 $f_p=1.1$, 根据式(15.2)得

$$P = f_p F_r = 1.1 \times 2100 = 2310\text{N}$$

(2) 计算所需的径向额定动载荷。由式(15.6)得

$$C = \frac{P}{f_T} \left(\frac{60n[L_h]}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = \frac{2310}{1} \left(\frac{60 \times 1450 \times 8000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 20471\text{N}$$

(3) 轴承型号。查手册, 根据 $d=35\text{mm}$ 选得 6270 轴承, 其 $C_r = 25500\text{N} > 20471\text{N}$, 故选用 6207 轴承合适。

15.20 一对 7210C 角接触球轴承分别受径向载荷 $F_{r1}=8000\text{N}$, $F_{r2}=5200\text{N}$, 轴向外载荷 F_A 的方向如题 15.20 图所示。试求下列情况下各轴承的内部轴向力 F_s 和轴向载荷 F_a 。(1) $F_A=2200\text{N}$; (2) $F_A=900\text{N}$; (3) $F_A=1120\text{N}$ 。

题 15.20 图

解: (1) $F_A=2200\text{N}$ 。计算轴承内部轴向压力 F_s 。根据表 15.16, 内部轴向力 $F_s = eF_r$, 查轴承手册得 7210C 轴承 $C_{or}=32000\text{N}$ 。

图 a

根据 $\frac{F_A}{C_{or}} = \frac{2200}{32000} = 0.069$ ，查表 15.13 得 $e \approx 0.27$ ，则

$$F_{S1} = eF_{rl} = 0.27 \times 8000 = 2160\text{N}$$

$$F_{S2} = eF_{r2} = 0.27 \times 5200 = 1404\text{N}$$

因为 $F_{S1} < F_{S2} + F_A$ ，根据力的平衡条件有 $F_{S1} + F_{S1}' = F_{S2} + F_A$ 。

$$\text{所以 } F_{a1} = F_{S1} + F_{S1}' = F_{S2} + F_A = 1404 + 2200 = 3604\text{N}$$

$$F_{a2} = F_{S2} = 1404\text{N}$$

(2) $F_A = 900\text{N}$ ，则 $\frac{F_A}{C_{or}} = \frac{900}{32000} = 0.028$ ，查表 15.53 得 $e \approx 0.04$ ，则

图 b

$$F_{S1} = eF_{rl} = 0.04 \times 8000 = 3200\text{N}$$

$$F_{S2} = eF_{r2} = 0.04 \times 5200 = 2080\text{N}$$

因为 $F_{S1} > F_{S2} + F_A$ ，根据力的平衡条件有 $F_{S1} = F_{S2} + F_{S2}' + F_A$ 。

$$\text{所以 } F_{a1} = F_{S1} = 3200\text{N}$$

$$F_{a2} = F_{S2} + F_{S2}' = F_{S1} - F_A = 3200 - 900 = 2300\text{N}$$

(3) $F_A = 1120\text{N}$ ，则 $\frac{F_A}{C_{or}} = \frac{1120}{32000} = 0.035$ ，查表 15.53 得 $e \approx 0.41$ 则

图 c

$$F_{S1} = eF_{rl} = 0.41 \times 8000 = 3280\text{N}, F_{S2} = eF_{r2} = 0.41 \times 5200 = 2132\text{N}$$

因为 $F_{S1} > F_{S2} + F_A$ ，根据力的平衡条件有 $F_{S1} = F_{S2} + F_{S2}' + F_A$ 。

$$\text{所以 } F_{a1} = F_{S1} = 3280\text{N}, F_{a2} = F_{S2} + F_{S2}' = F_{S1} - F_A = 3280 - 1120 = 2160\text{N}$$

15.21 如题 15.21 图所示的一对轴承组合，已知 $F_{rl}=7500\text{N}$, $F_{r2}=15000\text{N}$, $F_A=3000\text{N}$, 转速 $n=1470\text{r/min}$, 轴承预期寿命 $[L_h] = 8000\text{h}$ ，载荷平稳，温度正常。试问采用 30310 轴承是否适用？

题 15.21 图

答：(1) 计算轴承所受轴向载荷 F_{a1}, F_{a2} 。由手册查得 30310 轴承 $C=1.7$, $e=0.35$,

$C_r=130000N$, 则

$$F_{S1} = \frac{F_{rl}}{2Y} = \frac{7500}{2 \times 1.7} = 2205.88N$$

$$F_{S2} = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{15000}{2 \times 1.7} = 4411.76N$$

因 $F_{S1} + F_A > F_{S2}$, 则 $F_{S1} + F_A = F_{S2} + F_{S2}'$, 轴承 1 放松, 轴承 2 被压紧。

故 $F_{a1} = F_{S1} = 2205.88N$

$$F_{a2} = F_{S2} + F_{S2}' = F_{S1} + F_A = 5205.88N$$

(2) 计算当量动载荷 P 。

$$\frac{F_{a1}}{F_{rl}} = \frac{2205.88}{7500} = 0.294 < e$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{5205.88}{15000} = 0.347 > e$$

查表 $X_1=1$, $Y_1=0$, $X_2=0.4$, $Y_2=0.4 \cot 12^\circ 57' 10'' = 1.7$, 取 $f_p=1.1$, 则

$$P_1 = f_p (X_1 F_{rl} + Y_1 F_{a1}) = 1.1 (1 \times 7500 + 0) = 8250N$$

$$P_2 = f_p (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1.1 (0.4 \times 15000 + 1.7 \times 5205.88) = 16335N$$

(3) 验算基本额定动载荷。因 $P_2 > P_1$, 则应按 P_2 计算, 根据表 15.14, 取 $f_t=1$, 则由式 (15.6) 可得

$$C = \frac{P}{f_t} \left(\frac{60n[L_h]}{10^6} \right)^{\frac{1}{e}} = \frac{16335}{1} \left(\frac{60 \times 1470 \times 8000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 116865.6N < 130000N$$

所以, 采用 30310 轴承是适用的。

15.22 锥齿轮轴系选用一对 30206/P6 圆锥滚子轴承 (如题 15.22 图所示)。已知轴的转速 $n=640r/min$, 锥齿轮平均分度圆直径 $d_m=56.25mm$, 作用于锥齿轮上的圆周力 $F_t=2260N$, 径向力 $F_r=760N$, 轴向力 $F_a=292N$ 。试求该对轴承的寿命。

题 15.22 图

答: (1) 计算轴承的径向支反力, 画受力图如题 15.22 答案图所示; 画出水平面受力图如题 15.22 答案图 b 所示, 求 F_{1H}, F_{2H} 。

由 $\sum M_{II} = 0$ 得 $F_{1H} \times 100 - F_t \times 50 = 0$

$$F_{1H} = \frac{F_t \times 50}{100} = \frac{2260 \times 50}{100} = 1130 \text{ N}$$

$$F_{2H} = F_t + F_{1H} = 2260 + 1130 = 3390 \text{ N}$$

图 a、b、c

画出垂直平面受力图如题 15.22 答案图 c 所示, 求 F_{1V} 、 F_{2V} 。

$$\sum M_I = 0 \text{ 得 } F_{2V} \times 100 + F_a \times \frac{56.25}{2} - F_r \times 150 = 0$$

$$F_{2V} = \frac{-F_a \times \frac{56.25}{2} + 150F_r}{100} = \frac{150 \times 760 - 292 \times 28.125}{100}$$

$$= \frac{11400 - 8212.5}{100} = 1057.88 \text{ N}$$

$$F_{1V} = F_{2V} - F_r = 1057.88 - 760 = 297.88 \text{ N}$$

合成反支力:

$$F_{rl} = \sqrt{F_{1H}^2 + F_{1V}^2} = \sqrt{1130^2 + 297.88^2} = 1168.6 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{2H}^2 + F_{2V}^2} = \sqrt{3390^2 + 1057.88^2} = 3551.23 \text{ N}$$

(2) 求轴承内部轴向力。由表 15.16 得 $F_s = \frac{F_r}{2Y}$, 查手册 30206 轴承的 $Y=1.6$, $c=0.37$,

$C=43200 \text{ N}$ 。

$$F_{s1} = \frac{F_{rl}}{2Y} = \frac{1168.6}{2 \times 1.6} = 365.2 \text{ N}$$

$$F_{s2} = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{3551.23}{2 \times 1.6} = 1109.76 \text{ N}$$

F_{s1} 、 F_{s2} 力向如题 15.22 答案图 d 所示。

$F_{s1} < F_{s2} + F_A$, 根据力的平衡条件有 $F_{s1} + F_{s1}' = F_{s2} + F_A$, 则

$$F_{a1} = F_{s1} + F_{s1}' = F_{s2} + F_A = 1109.76 + 292 = 1401.76 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{s2} = 1109.76 \text{ N}$$

(3) 计算当量动载荷。

$$\frac{F_{al}}{F_{rl}} = \frac{1401.76}{1168.6} = 1.12 > 0.37 = e$$

由表 15.13 得 $X_l=0.4$, $Y_l=0.4 \cot \alpha$, 查轴承手册 30206 轴承 $\alpha=14^\circ 02' 10''$, 则 $X_l=0.4$, $\cot \alpha=1.6$ 。

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1109.76}{3551.23} = 0.31 < e = 0.37$$

由表 15.13 得 $X_2=1$, $Y_2=0$, 则

$$P_1 = f_p (X_l F_{rl} + Y_l F_{al}) = 1 \times (0.4 \times 1168.6 + 1.6 \times 1401.76) = 2710.26 \text{N}$$

$$P_2 = f_p (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1 \times (1 \times 3551.23 + 0 \times 1109.76) = 3551.23 \text{N}$$

(4) 计算轴承寿命。取 $f_f=1$, $\varepsilon = \frac{10}{3}$, 根据式(15.5)可得

$$\text{轴承 I } L_{10h1} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C}{P_1} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 640} \left(\frac{1 \times 43200}{2710.26} \right)^{\frac{10}{3}} = 242008 \text{h}$$

$$\text{轴承 II } L_{10h2} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C}{P_2} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 640} \left(\frac{1 \times 43200}{3551.23} \right)^{\frac{10}{3}} = 106922 \text{h}$$

第 16 章 其他常用零、部件

16.1 两轴轴线的偏移形式有哪几种？

答：有径向位移、轴向位移、偏角位移以及综合以上三种位移中的几种同时发生的情况。

16.2 凸缘联轴器两种对中方法的特点各是什么？

答：凹凸槽对中时轴必须作轴向移动；用螺栓与孔的紧配合对中时不须轴作轴向移动，且传递扭矩大。

16.3 联轴器与离合器的主要区别是什么？

答：联轴器只保持两轴的接合，离合器可在机器工作中随时完成两轴的接合与分离。

16.4 常用联轴器和离合器有哪些类型？各有哪些特点？应用于哪些场合？

答：常用联轴器可分为刚性联轴器和挠性联轴器两大类，刚性联轴器不能补偿两轴的相对位移，用于两轴严格对中并在工作中不发生相对位移的场合；挠性联轴器具有一定的补偿两轴相对位移的能力，用于工作中两轴可能会发生相对位移的场合。

常用离合器分为牙嵌式和摩擦式两大类。牙嵌式离合器结构简单，制造容易，但在接合式分离时齿间会有冲击，用于转矩不大、接合或分离时两轴静止或转速差很小的场合；摩擦式离合器接合过程平稳，冲击、振动较小，有过载保护作用，但外廓尺寸大，接合分离时有滑动摩擦，发热量及磨损较大，用于转矩较大，两轴有较大转速差的场合。

16.5 无弹性元件联轴器与弹性联轴器在补偿位移的方式上有何不同？

答：无弹性元件联轴器利用联轴器工作元件间的动联接实现位移补偿；弹性联轴器利用其中弹性元件的变形来补偿位移。

16.6 牙嵌式离合器与牙嵌式安全离合器有何区别？

答：不同点在于牙嵌式安全离合器的牙的倾斜角 α 较大，且无操纵机构。

16.7 普通自行车上手闸、鞍座等处的弹簧各属于什么类型？其功用是什么？

答：手闸处的弹簧是扭转弹簧，用于刹车后手闸复位；鞍座处的弹簧是螺旋压簧，用于缓冲吸振。

16.8 圆柱螺旋弹簧的端部结构有何作用？

答：压缩弹簧的端部结构起支承作用，拉伸弹簧的端部结构功用是利于弹簧的安装及加载。

16.9 某电动机与油泵之间用弹性套柱销联轴器连接，功率 $P=7.5\text{ kW}$ ，转速 $n=970\text{ r/min}$ ，两轴直径均为 42 mm ，试选择联轴器的型号。

解：(1) 计算名义转矩。

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{7.5}{970} = 73.84 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) 计算转矩。 $T_c = KT$

查表 16-1, K 取 1.75, 则 $T_c = 1.75T = 129.22 \text{ N}\cdot\text{m}$

(3) 查机械设计手册, 选取型号为 TL7Y 型联轴器。

16.10 选择如题 16.10 图所示的蜗杆蜗轮减速器与电动机及卷筒轴之间的联轴器。已知电动机功率 $P_1 = 7.5 \text{ kw}$, 转速 $n_1 = 970 \text{ r/mm}$, 电动机轴直径 $d_1 = 42 \text{ mm}$, 减速器传动比 $i = 30$, 传动效率 $\eta = 0.8$, 输出轴直径 $d = 60 \text{ mm}$, 工作机为轻型起重机。

题 16.10 图

解: 电动机与减速器之间, 选用弹性套栓销联轴器:

$$\text{名义转矩 } T = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{7.5}{970} \approx 73.84 \text{ N}\cdot\text{m}$$

转矩 $T_c = KT = 1.75 \times 73.84 = 129.22 \text{ N}\cdot\text{m}$ (K 取 1.75)

查机械设计手册, 选取型号为 TL7Y 型联轴器。

减速器与卷筒轴之间, 可采用齿式联轴器:

$$\text{名义转矩 } T = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{7.5 \times 0.8}{970/30} = 1772 \text{ N}\cdot\text{m}$$

转矩 $T_c = KT = 3 \times 1772 = 5317 \text{ N}\cdot\text{m}$ (K 取 3)

查机械设计手册, 选取型号为 GICL6 型齿式联轴器。

第 17 章 机械的平衡与调速

17.1 刚性回转件的平衡有哪几种情况？如何计算？从力学观点看，它们各有什么特点？

答：有两种情况：静平衡和动平衡。

(1) 静平衡计算。方法是在同一平面内增加或减少一个平衡质量，使平衡质量产生的离心惯性力 F_b 与原有各偏心质量产生的离心惯性力的矢量和 ΣF_i 相平衡。

特点：各偏心质量及平衡质量产生的离心惯性力组成一个平面汇交力系。

(2) 动平衡计算。方法是任选两个平衡平面，将回转件上的不平衡质量都向这两个平面内分解，在这两个平面内各加上一个平衡质量，使惯性力的合力及合力矩同时为零。

特点：各偏心质量及平衡质量产生的惯性力组成一空间力系。

17.2 怎样的回转件需要进行动平衡？需要几个校正平面？

答：对于轴向宽度大 ($L/D > 0.2$) 的回转件，需要进行动平衡。需要两个校正平面。

17.3 “周期性速度波动”与“非周期性速度波动”的特点各是什么？各用什么方法来调节？

答：周期性速度波动的特点是机器在稳定运转阶段中，它的运动速度发生周期性的反复变化，其调节方法是采用飞轮。

非周期性速度波动的特点是机器运动速度的波动没有一定的周期性，并且其作用不是连续的，其调节方法是采用调节器。

17.4 为了减轻飞轮的重量，飞轮最好安装在何处？它能否安装在有自锁性的蜗轮轴上？能否安装在万向联轴器的变速轴上？

答：飞轮最好安装在高速轴上。它既不能安装在有自锁的蜗轮轴（低速轴）上，也不能安装在万向联轴的变速轴上。

17.5 机械的平衡与调速都可以减轻机械上的动载荷，但两者有何本质区别？

答：机械的平衡是通过计算或实验使回转体上的离心惯性力的矢量和为零。而调速是通过一定的手段使机器所受的驱动功与阻力功保持平衡。

17.6 如题 17.6 图所示，圆盘回转件上有三个不平衡质量： $m_1=2\text{kg}$, $m_2=3\text{kg}$, $m_3=2\text{kg}$,

$r_1=120\text{mm}$, $r_2=10\text{mm}$, $r_3=110\text{mm}$, $\alpha_1=30^\circ$, $\alpha_2=60^\circ$, $\alpha_3=120^\circ$ 。(1) 若考虑在圆盘平面 $\alpha-\alpha$ 中 $r=150\text{mm}$ 的圆周上加平衡质量，试求该平衡质量的大小和方位；(2) 若因结构原因需将平衡质量加在图中 I 、 II 平面内，且已知 $L_1=150\text{mm}$, $L_2=250\text{mm}$ ，试求平衡平面 I 、 II 内应加的平衡质径积。

题 17.6 图

解: (1) 由静平衡条件得:

$$m_1r_1 + m_2r_2 + m_3r_3 + m_b r_b = 0$$

$$\text{又 } m_1r_1 = 2 \times 120 = 240 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$m_2r_2 = 3 \times 100 = 300 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$m_3r_3 = 2 \times 110 = 220 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

选取比例尺 $\mu_w = 10 \text{ kg} \cdot \text{mm/mm}$ 作向量图, 如题 17.6 答案图 b 所示。由图中可测得:

$$m_b \cdot r_b = \mu_w \cdot W_b = 10 \times 7 = 70 \text{ kg} \cdot \text{mm}, \text{ 又因 } r_b = 150 \text{ mm}, \text{ 则}$$

$$m_b = \frac{70}{150} = \frac{70}{150} = 0.47 \text{ kg}$$

方位同 \mathbf{W}_b 一致, 如题 17.6 答案图 a 所示。

(2) 平衡面 I 、 II 内的质径积分别为

$$m_I r_I = \frac{L_2}{L_2 - L_1} W_b = \frac{250}{250-150} \times 70 = 175 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$m_{II} r_{II} = \frac{L_1}{L_2 - L_1} W_b = \frac{150}{250-150} \times 70 = 105 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

17.7 如题 17.7 图所示为一厚度 $B=10$ 的钢制凸轮, 质量为 $m=0.8 \text{ kg}$, 质心 S 离轴心的偏距 $e=2 \text{ mm}$ 。为了平衡此凸轮, 拟在 $R=30 \text{ mm}$ 的圆周上钻 3 个直径相同且相互错开 60° 的孔。

试求应钻孔的直径 d 。(已知钢材密度 $\rho = 7.8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$)

答: 设钻去每个圆柱孔的质量为 m_b , 则

$$m_1 \mathbf{R}_1 + m_2 \mathbf{R}_2 + m_3 \mathbf{R}_3 = m \mathbf{e}$$

取比例尺 $\mu_w = 0.05 \text{ kg} \cdot \text{mm/mm}$, $R_1 = R_2 = R_3 = R$, $m_1 = m_2 = m_3 = m_b$, 作向量图

如题 17.7 答案图 b 所示, 由图可知:

题 17.7 答案图

$$m_b \cdot R_1 \cos 60^\circ + m_b R_2 + m_b R_3 \cos 60^\circ = me$$

现将 R 、 e 、凸轮质量 m 值代入上式，可得

$$m_b = \frac{me}{R(2 \cos 60^\circ + 1)} = \frac{0.8 \times 2}{30 \times 2} = 0.027 \text{ kg}$$

又因 $m = \rho \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot B$ ，则

$$d = \sqrt{\frac{4m}{\pi B \rho}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.027}{\pi \times 10 \times 7.8 \times 10^{-6}}} = 21 \text{ mm}$$

结论：钻孔的直径为 21mm。

17.8 在电动机驱动的剪床中，已知作用在剪床主轴上的阻力矩 M_r 的变化规律如题 17.8 图所示。设驱动力矩 M_d 为常量，剪床主轴转速为 760r/min，不均匀系数 $\delta = 0.05$ ，求安装在主轴上的飞轮的转动惯量 J_F 。

解：(1) 求 M_d 。

题 17.8 图

题 17.8 答案图

在一个稳定周期内， M_d 与 M_r 的平均值应相等，又 M_d 为常数，则

$$M_d = \frac{200 \times \frac{\pi}{2} + 1600 \times \frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} \times 1400 \times \frac{\pi}{4} + 200 \times \left(\frac{\pi}{4} + \pi\right)}{2\pi} = 462.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) 求 a、b、c、d、e 五个位置的累积变化量 ΔW 及最大盈亏功 W_{\max} 。由题 17.8 答案图可知：在 0a 阶段 $W_1 = +262.5 \text{ N} \cdot \text{m}$

在 ab 阶段 $W_2 = -1137.5 \text{ N} \cdot \text{m}$

在 bc 阶段 $W_3 = -317.4 \text{ N} \cdot \text{m}$

在 cd 阶段 $W_4 = +29.8 \text{ N} \cdot \text{m}$

在 de 阶段 $W_5 = +262.5 \text{ N} \cdot \text{m}$

即 $\Delta W_a = +262.5 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\Delta W_b = 262.5 + (-1137.5) = -875 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta W_c = -875 + (-317.4) = -1192.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta W_d = -1192.4 + 29.8 = -1162.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta W_e = -1162.6 + 262.5 = -900.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

则 $\Delta W_{\max} = +262.5 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\Delta W_{\min} = -1192.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{\max} = \Delta W_{\max} - \Delta W_{\min} = 262.5 - (-1192.4) = 1454.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(3) 求飞轮的转动惯量 J_F 。

$$J_F = \frac{900 W_{\max}}{\pi^2 n^2 \delta} = \frac{900 \times 1454.4}{\pi^2 \times 760^2 \times 0.05} = 4.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

17.9 在柴油发电机机组中，设柴油机曲轴的上驱动力矩 $M_{ed}(\varphi)$ 曲线和阻力矩 $M_{er}(\varphi)$

曲线如题 17.9 图所示。已知两曲线所围各面积代表的盈、亏功为： $W_1 = -50 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、

$W_2 = +550 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、 $W_3 = -100 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、 $W_4 = +125 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、 $W_5 = -550 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、 $W_6 = +25 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、

$W_7 = -50 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；曲线的转速为 600 r/min ；许用不均匀系数 $[\delta] = 1/300$ 。若飞轮装在曲轴

上, 试求飞轮的转动惯量。

题 17.9 图

解: (1) 求量大盈亏功 W_{\max} 。由题意可知: 在 b、c、d、e、f、g、a 各位置的累积变化量 ΔW 为

$$\Delta W_b = W_1 = -50 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta W_c = -50 + W_2 = -50 + 550 = 500 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta W_d = 500 + W_3 = 500 + (-100) = 400 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta W_e = 400 + W_4 = 400 + 125 = 525 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta W_f = 525 + W_5 = 525 + (-500) = 25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta W_g = 25 + 25 = 50 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta W_a = 50 + W_7 = 50 + (-50) = 0$$

可得出 $\Delta W_{\max} = 525 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\Delta W_{\min} = -50 \text{ N} \cdot \text{m}$$

则 $W_{\max} = \Delta W_{\max} - \Delta W_{\min} = 525 - (-50) = 575 \text{ N} \cdot \text{m}$

(2) 求飞轮的转动惯量 J_F 。

$$J_F = \frac{900 W_{\max}}{\pi^2 n^2 \delta} = \frac{900 \times 575}{\pi^2 \times 600^2 \times \frac{1}{300}} = 43.7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

第 18 章 机械设计 CAD 简介

18.1 CAD 的含义是什么？

答：CAD 的含义是 Computer aided design 的编写，意思为计算机辅助设计。

18.2 机械设计 CAD 的主要内容有哪些？

答：机械设计 CAD 的内容很广泛，可从两个方面来概括，一方面是设计计算，一方面是绘图，均可通过对软件的应用在计算机上完成。即计算机辅助计算数和计算机辅助绘图。

18.3 在机械设计 CAD 中常用的数据处理方法有哪几种？

答：在机械设计 CAD 中常用的数据处理方法有：(1) 取整数；(2) 四舍五入取整数；(3) 按某数的倍数取整数；(4) 取标准值；(5) 判断两个实数是否相等，是用两实数的差的绝对值小于给定精度作为判别条件的。

18.4 在 CAD 程序中如何对数表进行处理？

答：在 CAD 程序中对数表的处理是数表程序化。对于简单数表，可以直接应用数组语句，分别用行或列表示规格及选项。按照数组的的定义规则，将表格中的数据输入数组里，查询数组相应的行或列，即可得到所需的参数。

若为复杂数表，根据表格的结构，使用开关语句，分层次查询。外层变量起分类作用，内层变量查询表格，应用变量赋值。

18.5 在 CAD 程序中如何对线图进行处理？

答：应根据线图变化趋势，分段找出函数表达式。绘出变量值，选择合适的函数表达式并计算出函数值。对于不能直接确定函数表达式的线图，可根据线图的横坐标或纵坐标分段，查出各分段点的函数值，然后将线图转化为表格，按表格程序的方式编程。对于均匀变化的曲线，可以等分线图的横坐标，查出横坐标相应的函数值，按表格形式进行程序化处理。

对于曲线线图的处理较繁琐，利用线性插值法将线图转化为公式。对于曲率变化较大的曲线，可以分段确定相应的线性插值公式，然后由计算机根据自变量的值判断使用相应的插值公式，并计算出函数值。

对直线段线图可直接程序化。