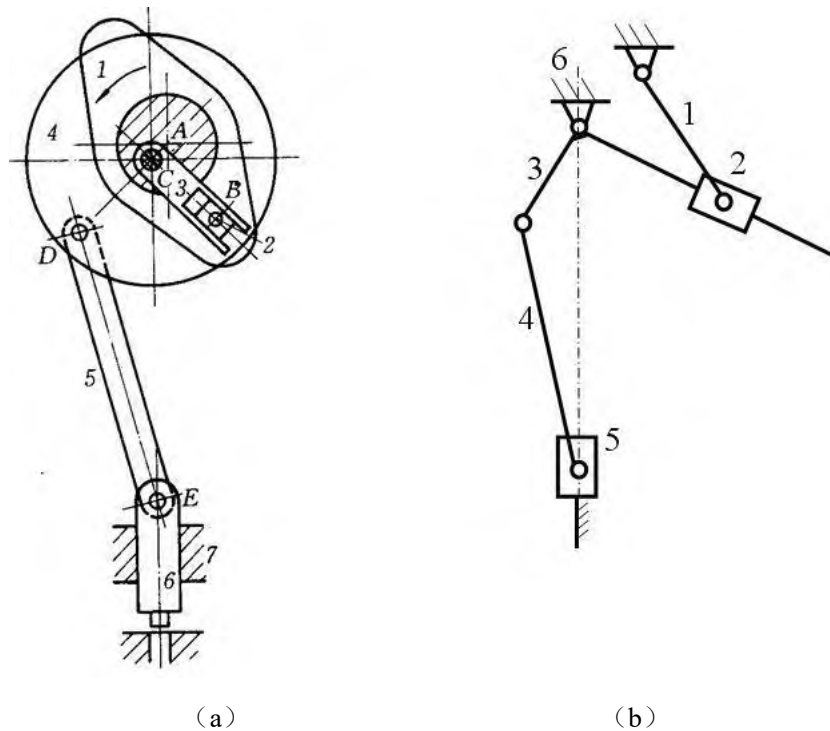


第二章习题及解答

8. 如题图 2-1 所示为一小型冲床，试绘制其机构运动简图，并计算机构自由度。



题图 2-1

解：

1) 分析

该小型冲床由菱形构件 1、滑块 2、拨叉 3 和圆盘 4、连杆 5、冲头 6 等构件组成，其中菱形构件 1 为原动件，绕固定点 A 作定轴转动，通过铰链 B 与滑块 2 联接，滑块 2 与拨叉 3 构成移动副，拨叉 3 与圆盘 4 固定在一起为同一个构件且绕 C 轴转动，圆盘通过铰链与连杆 5 联接，连杆带动冲头 6 做往复运动实现冲裁运动。

2) 绘制机构运动简图

选定比例尺后绘制机构运动简图如图 (b) 所示。

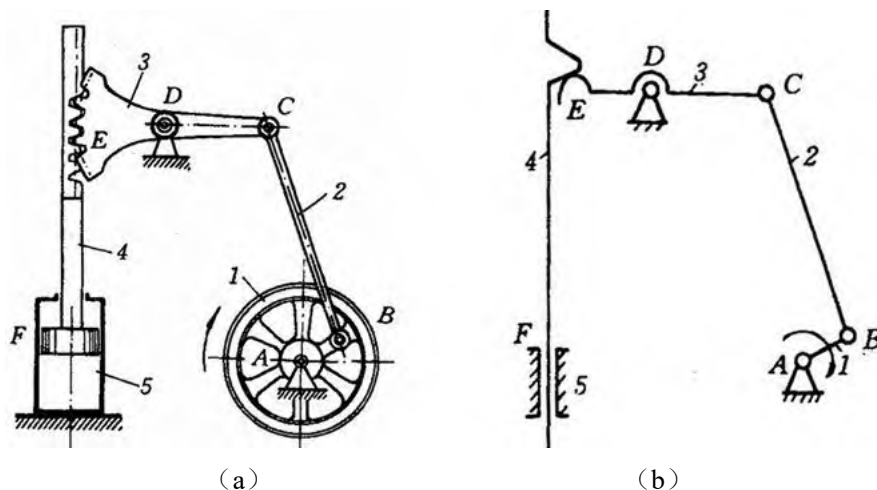
3) 自由度计算

其中 $n=5$, $P_L=7$, $P_H=0$,

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

故该机构具有确定的运动。

9. 如题图 2-2 所示为一齿轮齿条式活塞泵，试绘制其机构运动简图，并计算机构自由度。



题图 2-2

解:

1)分析

该活塞泵由飞轮曲柄 1、连杆 2、扇形齿轮 3、齿条活塞 4 等构件组成，其中飞轮曲柄 1 为原动件，绕固定点 A 作定轴转动，通过铰链 B 与连杆 2 联接，连杆 2 通过铰链与扇形齿轮 3 联接，扇形齿轮 3 通过高副接触驱动齿条活塞 4 作往复运动，活塞与机架之间构成移动副。

2) 绘制机构运动简图

选定比例尺后绘制机构运动简图如图 (b) 所示。

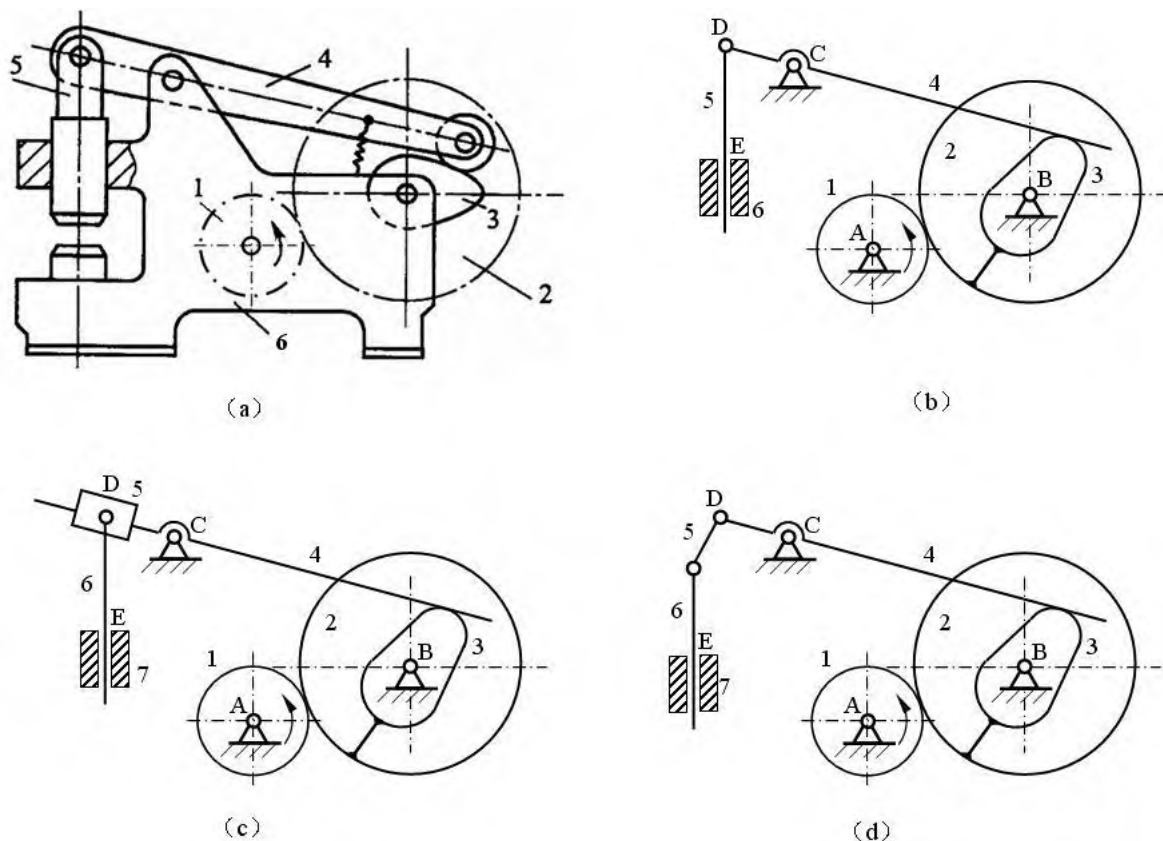
3)自由度计算

其中 $n=4$, $P_L=5$, $P_H=1$

$$F=3n-2P_L-P_H=3 \times 4-2 \times 5-1=1$$

故该机构具有确定的运动。

10. 如图 2-3 所示为一简易冲床的初步设计方案，设计者的意图是电动机通过一级齿轮 1 和 2 减速后带动凸轮 3 旋转，然后通过摆杆 4 带动冲头实现上下往复冲压运动。试根据机构自由度分析该方案的合理性，并提出修改后的新方案。



题图 2-3

解:

1) 分析

2) 绘制其机构运动简图(图 2-3 b)

选定比例尺后绘制机构运动简图如图 (b) 所示。

3) 计算机构自由度并分析其是否能实现设计意图

$$\text{由图 b 可知, } n = 4 \quad p_l = 5 \quad p_h = 2 \quad p' = 0 \quad F' = 0$$

$$\text{故 } F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 4 - (2 \times 5 + 2 - 0) - 0 = 0$$

因此, 此简易冲床根本不能运动, 需增加机构的自由度。

4) 提出两种修改方案

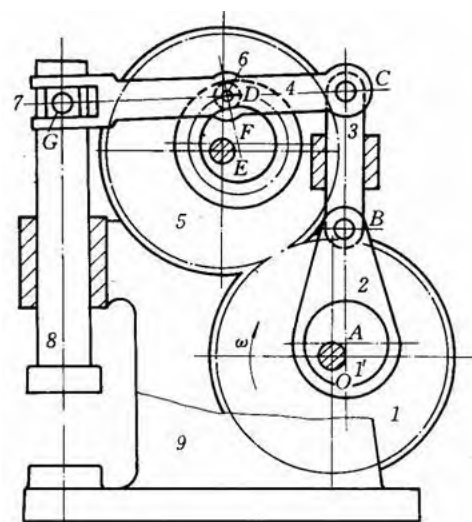
为了使机构能运动, 应增加机构的自由度。方法可以是: 在机构的适当位置, 增加一个活动构件和一个低副, 或者用一个高副去代替一个低副, 其修改方案很多, 图 c 图 d 给出其中的两种方案。

$$\text{新方案中: } n = 5 \quad p_l = 6 \quad p_h = 2$$

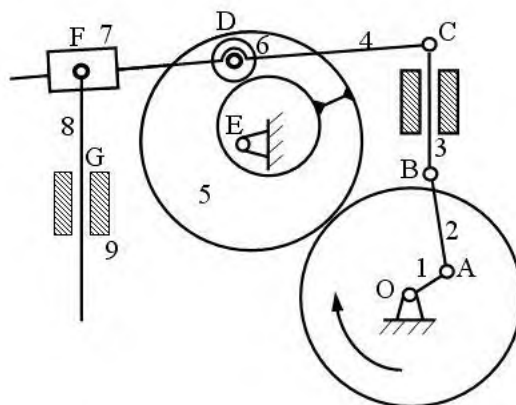
$$\text{新方案的机构自由度: } F = 3 \times 5 - (2 \times 6 + 2) = 1$$

改进后的方案具有确定的运动。

11. 如题图 2-4 所示为一小型压力机, 试绘制其机构运动简图, 并计算机构自由度。



(a)



(b)

题图 2-4

解:

1)分析

该压力机由齿轮 1、偏心轮 1'、连杆 2、导杆 3、叉形连杆 4、齿轮 5、滚子 6、滑块 7、冲头 8 所组成，其中齿轮 1 与偏心轮 1' 固定连接组成一个构件，且为原动件，偏心轮 1' 与连杆 2 通过转动副联接，连杆通过铰链推动导杆移动，导杆的另外一端与连杆 4 构成转动副，连杆 4 的中部有一个滚子 6，齿轮 5 的端面加工有一个凹槽，形成一个端面槽形凸轮，滚子 6 嵌入凸轮槽中，叉形连杆 4 另外一端与滑块 7 构成移动副，滑块 7 通过铰链与冲头联接，驱动冲头滑块作往复上下冲压运动。

2)作机构运动简图

选定比例尺后绘制机构运动简图如图 (b) 所示。

3)计算该机构的自由度

$$n = 8 \quad p_l = 10 \quad p_h = 2 \quad p' = 0 \quad F' = 1(\text{D 处滚子的转动})$$

$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 8 - (2 \times 10 + 2 - 0) - 1 = 1$$

故该机构具有确定的运动。

12. 如题图 2-5 所示为一人体义腿膝关节机构，若以胫骨 1 为机架，试绘制其机构运动简图，并计算机构自由度。

解：

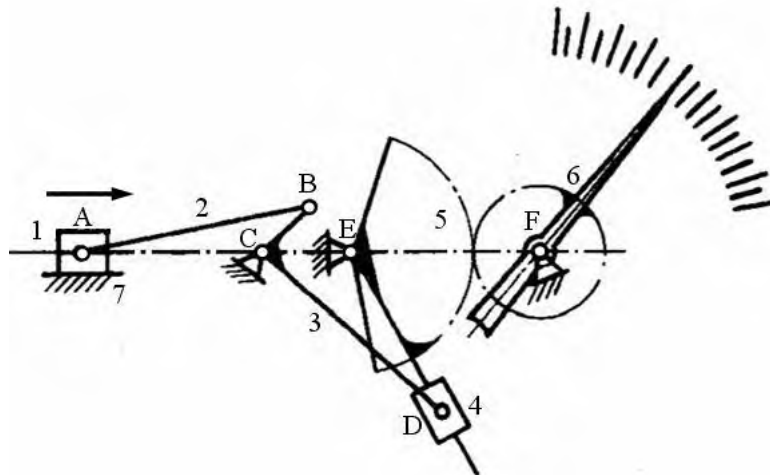
该机构中存在结构对称部分，构件 4、5、6 和构件 8、9、10。如果去掉一个对称部分，机构仍能够正常工作，故可将构件 8、9、10 上转动副 G、H、I、D 处带来约束视为虚约束；构件 7 与构件 11 在左右两边同时形成导路平行的移动副，只有其中一个起作用，另一个是虚约束；构件 4、5、6 在 E 点处形成复合铰链。机构中没有局部自由度和高副。

去掉机构中的虚约束，则得到图 (b) 中实线所示的八杆机构，其中活动构件数为 $n = 7$ ，机构中低副数 $P_l = 10$ ，于是求得机构的自由度为：

$$F = 3n - 2P_l - P_h = 3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$$

故该机构具有确定的运动。

14. 计算题图 2-7 所示测量仪表机构的自由度。



题图 2-7

解：

1) 分析

该机构包括 6 个活动构件，其中导杆与扇形齿轮固联在一起组成构件 5，齿轮与指针固联在一起组成构件 6。

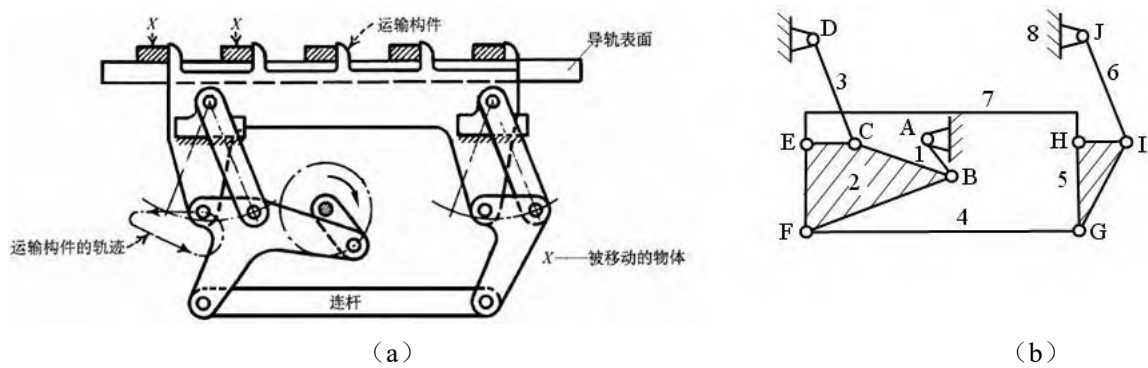
2) 计算自由度

活动构件数为 $n = 6$ ，机构中低副数 $P_L = 8$ ，高副数 $P_H = 1$ 于是求得机构的自由度为：

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$$

故该机构具有确定的运动。

15. 如题图 2-8 所示为一物料输送机构，试绘制机构运动简图，并计算机构的自由度。



题图 2-8

解

1) 分析

该机构中共包含有 8 个构件，且所有构件均通过转动副联接，其中曲柄为原动件。

2) 绘制机构运动简图

选定比例尺后绘制机构运动简图如图 2-8 (b) 所示。

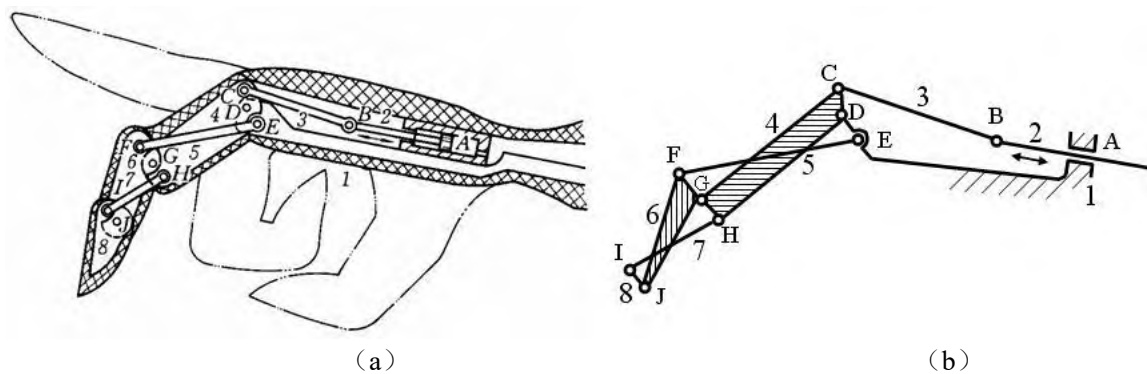
3) 计算自由度

活动构件数为 $n = 7$ ，机构中低副数 $P_L = 10$ ，高副数 $P_H = 0$ 于是求得机构的自由度为：

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 = 1$$

故该机构具有确定的运动。

16. 如题图 2-8 所示为一拟人食指机械手，试绘制该机构的运动简图，并计算机构的自由度。



题图 2-9

解：

1) 分析

该机构共有 8 个构件，其中手掌体为机架，活塞 A 作直线移动，为原动件，其余运动副均为转动副。

2) 绘制运动简图

选定比例尺后绘制机构运动简图如图 2-9 (b) 所示。

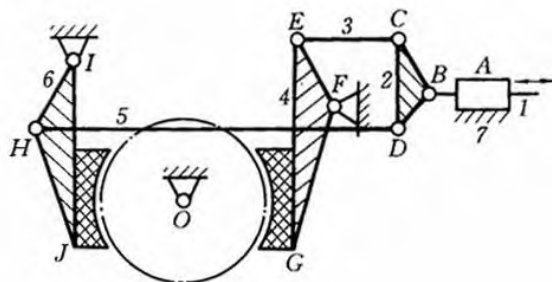
3) 自由度计算

机构中活动构件数： $n = 7$ $p_l = 10$ $p_h = 0$ $p' = 0$ $F' = 0$

$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$$

故该机构具有确定的运动。

17 如题图 2-10 所示为某一机械中制动器的机构运动简图，工作中当活塞杆 1 被向右拉时，通过各构件传递运动迫使摆杆 4、6 作相向摆动，制动块压紧制动轮实现制动；当活塞杆 1 被向左拉时，迫使构件 4、6 作反相摆动，此时制动块与制动轮脱离接触，不起制动作用。试分析该机构由不制动状态过渡到制动状态时机构自由度变化情况。



解：

1) 分析工作过程

制动过程中闸瓦经历了不接触制动轮，到单边闸瓦接触制动轮，再到两侧闸瓦全部压紧制动轮三种情况。闸瓦接触到制动轮之后，摆杆停止摆动，此时的摆杆可认为变成了机架的一部分，因此，制动过程中机构的构件数目会发生变化。

1) 未刹车时，刹车机构的自由度

$$n = 6 \quad p_l = 8 \quad p_h = 0 \quad p' = 0 \quad F' = 0$$

$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 6 - 2 \times 8 = 2$$

2) 闸瓦 G, J 之一刹紧车轮时，刹车机构的自由度

$$n = 5 \quad p_l = 7 \quad p_h = 0 \quad p' = 0 \quad F' = 0$$

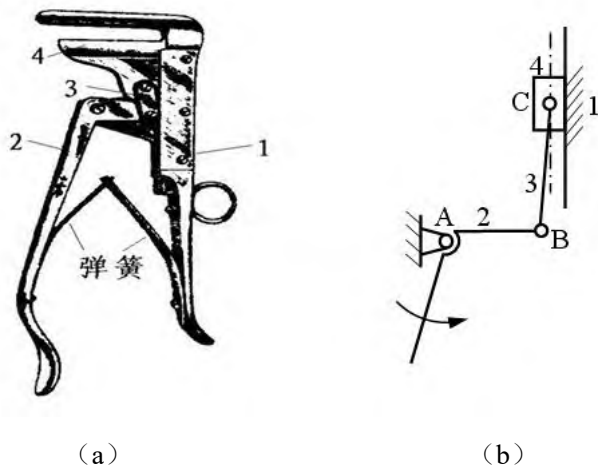
$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$$

3) 闸瓦 G, J 同时刹紧车轮时，刹车机构的自由度

$$n = 4 \quad p_l = 6 \quad p_h = 0 \quad p' = 0 \quad F' = 0$$

$$F = 3n - (2p_l + p_h - p') - F' = 3 \times 4 - 2 \times 6 = 0$$

18. 题 2-11 图为外科手术用剪刀。其中弹簧的作用是保持剪刀口张开，并且便于医生单手操作。忽略弹簧，并以构件 1 为机架，分析机构的工作原理，画出该机构的运动简图。



题图 2-10

解:

1) 工作原理分析

若以构件 1 为机架, 则该手术用剪刀由机架 1、原动件 2、从动件 3、4 组成, 共 4 个构件。属于平面四杆机构。当用手握住剪刀, 即构件 1 (固定钳口) 不动时, 驱动构件 2, 使构件 2 绕构件 1 转动的同时, 通过构件 3 带动构件 4 (活动钳口) 也沿构件 1 (固定钳口) 上下移动, 从而使剪刀的刀口张开或闭合。

2) 绘制运动简图

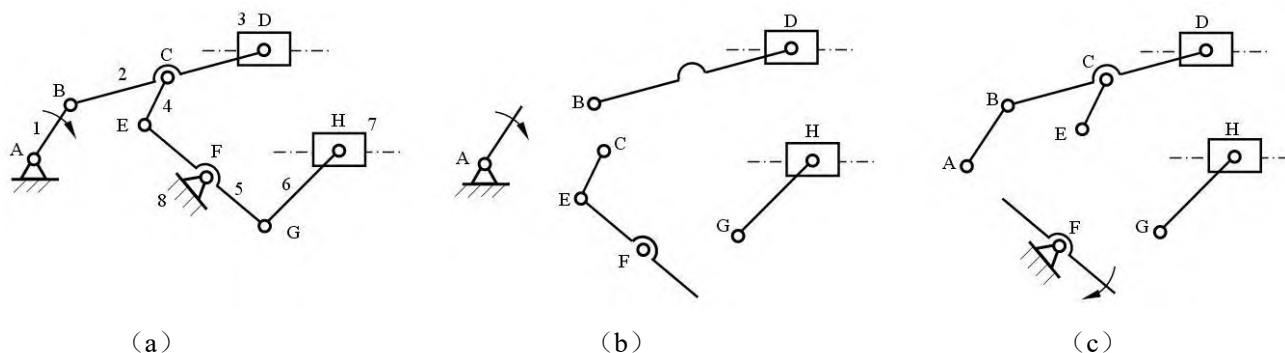
选定比例尺后绘制机构运动简图如图 2-10 (b) 所示。

3) 自由度计算

$$n=3 \quad p_l=4 \quad p_h=0 \quad p'=0 \quad F'=0$$

$$F=3n-(2p_l+p_h-p')-F'=3\times 3-2\times 4=0$$

19. 如题图 2-12 所示为一内燃机简图, 试计算该机构的自由度, 并确定该机构的级别, 若选构件 5 为原动件, 该机构又是几级机构。



题图 2-11

解:

1) 计算此机构的自由度

$$F=3n-(2p_l+p_h-p')-F'=3\times 7-2\times 10=1$$

2)取构件 AB 为原动件时，机构的基本杆组图如图 **b** 所示，此机构为 II 级机构。

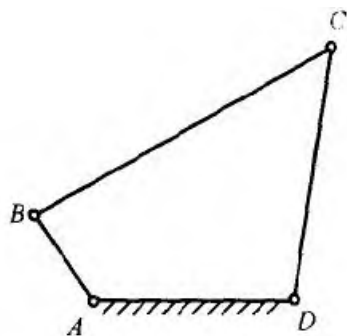
3)取构件 EG 为原动件时，机构的基本杆组图如图 **c** 所示，此机构为 III 级机构。

第3章作业答案

13 题:

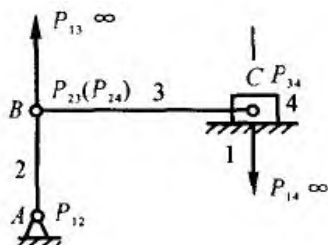
- (a) 双曲柄
- (b) 曲柄摇杆
- (c) 双摇杆
- (d) 双摇杆

14 题:

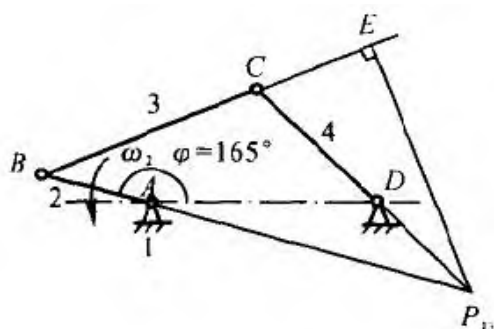


- (1) 15mm
- (2) 45mm
- (3) $15 \leq l_{AB} \leq 45$ 和 $55 \leq l_{AB} \leq 115$

16 题:



17 题



解 以选定的比例尺 μ_l 作机构运动简图如图 3.17(a) 所示。

(1) 定出瞬心 P_{13} 的位置, 求 v_C 。

$$\omega_3 = v_B / l_{BP_{13}} = \omega_2 l_{AB} / (\mu_l \overline{BP_{13}}) = 2.56 \text{ rad/s}$$

$$v_C = \mu_l \overline{CP_{13}} \omega_3 = 0.4 \text{ m/s}$$

(2) 定出构件 3 的 BC 线上速度最小的一点 E 位置及速度的大小。

因 BC 线上速度最小之点必与 P_{13} 点的距离最近, 故从 P_{13} 引 BC 线的垂线交于点 E, 由图(a) 可知

$$v_E = \mu_l \overline{P_{13}E} \omega_3 = 0.357 \text{ m/s}$$

20 题:

解 (1) 以 μ_l 作机构运动简图, 如图 3.24(a) 所示。

(2) 速度分析:

以 C 为重合点, 有

$$\begin{array}{llllll} v_{C2} & = & v_B & + & v_{C2B} & = & v_{C3} & + & v_{C2C3} \\ \text{大小} & ? & \omega_1 l_{AB} & & ? & & 0 & & ? \\ \text{方向} & ? & \perp AB & & \perp BC & & & & // BC \end{array}$$

以 μ_v 作速度多边形图 3.24(b), 再根据速度影像原理, 作 $\triangle bde \sim \triangle BDE$ 求得 d 及 e , 由图可得

$$v_D = \mu_v \overline{pd} = 0.23 \text{ m/s}$$

(3) 加速度分析:

以 C 为重合点, 有

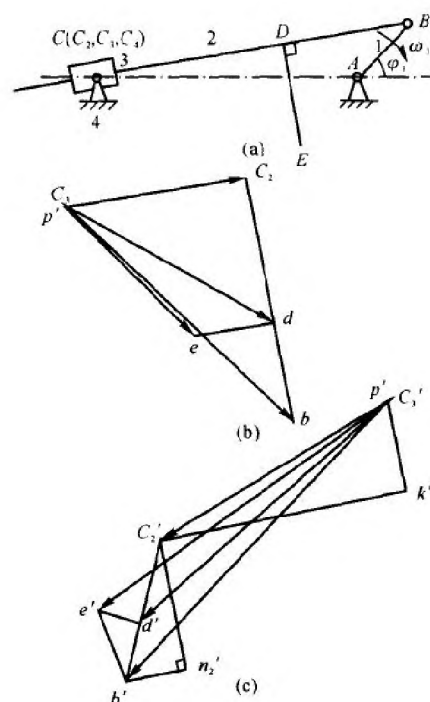
$$\begin{array}{llllllll} a_{C2} & = & a_B & + & a_{C2B}^n & + & a_{C2B}^t & = & a_{C3} & + & a_{C2C3}^t & + & a_{C2C3}^r \\ \text{大小} & \omega_1^2 l_{AB} & \omega_2^2 l_{BC} & & ? & & 0 & & 2\omega_3 v_{C2C3} & & ? \\ \text{方向} & B \rightarrow A & C \rightarrow B & & \perp BC & & \perp BC & & // BC & & \end{array}$$

其中 $a_{C2B}^n = \omega_2^2 l_{BC} = 0.49 \text{ m/s}^2$, $a_{C2C3}^t = 2\omega_3 v_{C2C3} = 0.7 \text{ m/s}^2$, 以 μ_a 作加速度多边形

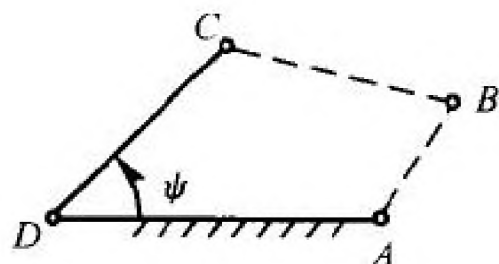
$$a_D = \mu_a \overline{p'd'} = 2.64 \text{ m/s}^2$$

$$a_E = \mu_a \overline{p'e'} = 2.8 \text{ m/s}^2$$

$$\alpha_2 = a_{C2B}^t / l_{BC} = \mu_a \overline{n_2 c_2'} / l_{BC} = 8.36 \text{ rad/s}^2 \text{ (顺时针)}$$



30 题



解 先计算 $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 180^\circ \frac{1.5-1}{1.5+1} = 36^\circ$

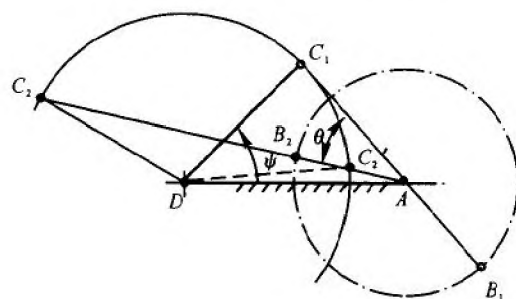
再以相应比例尺 μ_l 作图, 见图 8.59, 可得两个解:

$$(1) l_{AB} = \mu_l (\overline{AC_2} - \overline{AC_1}) / 2 = 49.5 \text{ mm}$$

$$l_{BC} = \mu_l (\overline{AC_2} + \overline{AC_1}) / 2 = 119.5 \text{ mm}$$

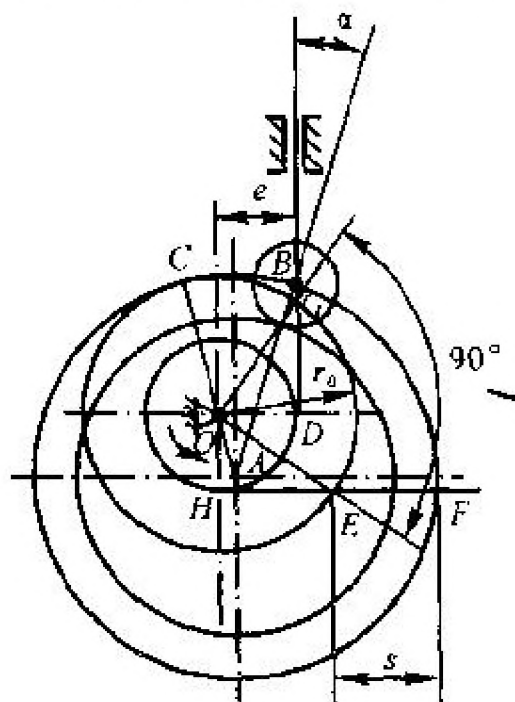
$$(2) l_{AB} = \mu_l (\overline{AC_1} - \overline{AC_2'}) / 2 = 22 \text{ mm}$$

$$l_{BC} = \mu_l (\overline{AC_2'} + \overline{AC_1}) / 2 = 48 \text{ mm}$$

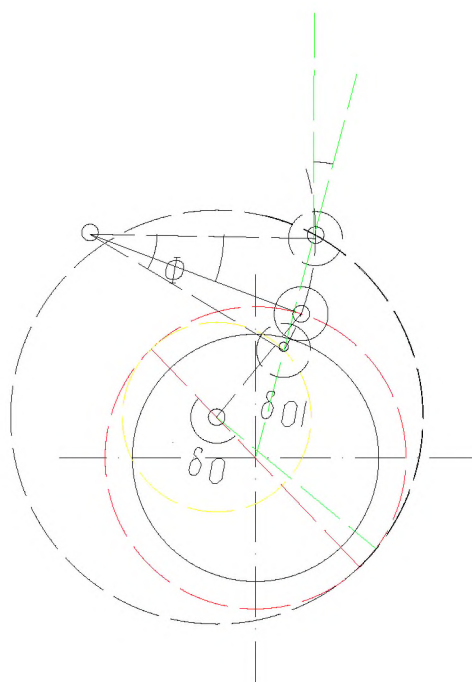


第6题:

解 如图 9.14(a) 所示,用直线连接圆盘凸轮圆心 A 和滚子中心 B ,则直线 AB 与推杆导路之间所夹的锐角为图示位置时凸轮机构的压力角。以 A 为圆心, AB 为半径作圆,得凸轮的理论廓线圆。连接 A 与凸轮的转动中心 O 并延长,交于凸轮的理论廓线于 C 点。以 O 为圆心,以 OC 为半径作圆得凸轮的基圆。以 O 为圆心,以 O 点到推杆导路的距离 OD 为半径作圆得推杆的偏距圆。延长推杆导路线交基圆于 G 点,以直线连接 OG 。过 O 点作 OG 的垂线,交基圆于 E 点。过 E 点在偏距圆的下侧作切线,切点为 H 点,交理论廓线于 F 点,则线段 EF 的长即为凸轮从图示位置转过 90° 后推杆的位移 s 。



第7题:



第8题：参见下面的9-9题

9-9 试以作图法设计一偏置直动滚子推杆盘形凸轮机构凸轮的轮廓曲线。已知凸轮以等角速度顺时针回转，正偏距 $e = 10 \text{ mm}$ ，基圆半径 $r_0 = 30 \text{ mm}$ ，滚子半径 $r_r = 10 \text{ mm}$ 。推杆运动规律为：凸轮转角 $\delta = 0^\circ \sim 150^\circ$ 时，推杆等速上升 16 mm ； $\delta = 150^\circ \sim 180^\circ$ 时推杆远休； $\delta = 180^\circ \sim 300^\circ$ 时推杆等加速等减速回程 16 mm ； $\delta = 300^\circ \sim 360^\circ$ 时推杆近休。

解 推杆在推程及回程段运动规律的位移方程为：

$$(1) \text{ 推程: } s = h\delta/\delta_0 \quad 0^\circ \leq \delta \leq 150^\circ$$

$$(2) \text{ 回程: 等加速段 } s = h - 2h\delta^2/\delta_0'^2 \quad 0^\circ \leq \delta \leq 60^\circ$$

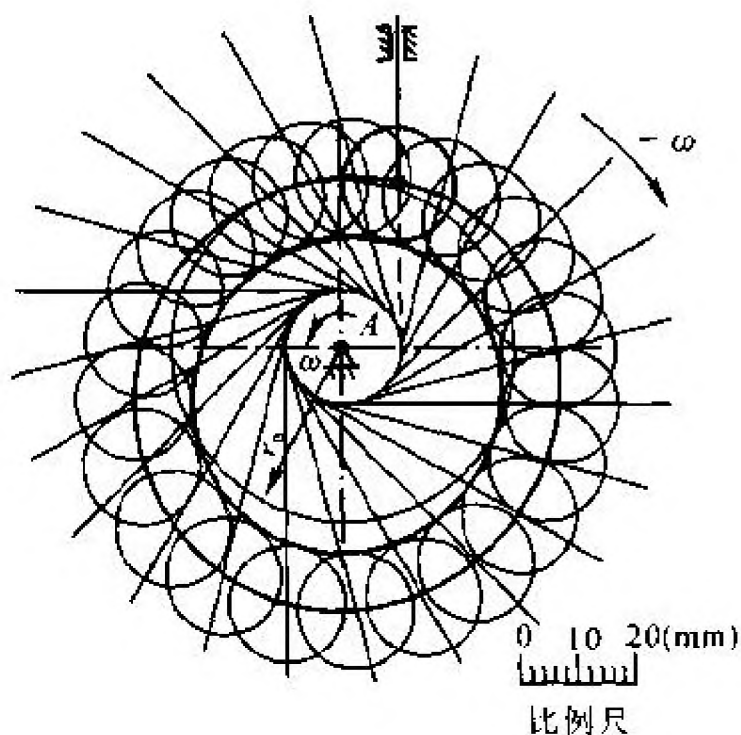
$$\text{等减速段 } s = 2h(\delta' - \delta)^2/\delta_0'^2 \quad 60^\circ \leq \delta \leq 120^\circ$$

计算各分点的位移值如表 9.3：

表 9.3

总转角	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°
位移/mm	0	1.6	3.2	4.8	6.4	8	9.6	11.2
总转角	120°	135°	150°	165°	180°	195°	210°	225°
位移/mm	12.8	14.4	16	16	16	15.5	14	11.5
总转角	240°	255°	270°	285°	300°	315°	330°	345°
位移/mm	8	4.5	2	0.5	0	0	0	0

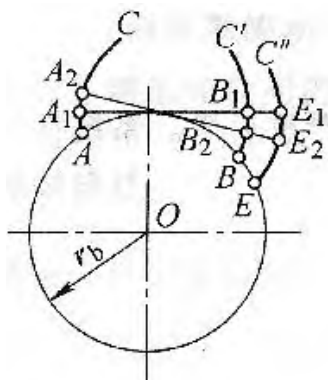
根据表 9.3 可作所求图如图 9.17 所示。



第 5 章

思考题

1. 如图 5-1 所示, C' 、 C'' 为由同一基圆上所生成的几条渐开线。试证明其任意两条渐开线 (不论是同向的还是反向的) 沿公法线方向对应两点之间的距离处处相等。



证: 根据渐开线的特性可知 $\overline{A_1B_1} = \overline{A_2B_2} = \overline{AB}$, $\overline{B_1E_1} = \overline{B_2E_2} = \overline{BE}$

所以: 原式得证

2. 渐开线具有哪些重要的性质? 渐开线齿轮传动具有哪些优点?

答: 参考教材。

3. 何谓重合度? 重合度的大小与齿数 z 、模数 m 、压力角 α 、齿顶高系数 h_a^* 、顶隙系数 c^* 及中心距 a 之间有何关系?

答 通常把一对齿轮的实际啮合线长度与齿轮的法向齿距 p_b 的比值 ε_a 。称为齿轮传动的重合度。重合度的表达式为:

$$\varepsilon_a = [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') \pm z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] / 2 \pi$$

由重合度的计算公式可见, 重合度 ε_a 与模数 m 无关。随着齿数 z 的增多而加大, 对于按标准中心距安装的标准齿轮传动, 当两轮的齿数趋于无穷大时的极限重合度 $\varepsilon_{a\infty} = 1.981$ 此外重合度还随啮合角 α' 的减小和齿顶高系数 h_a^* 的增大而增大。重合度与中心距 a 有关 (涉及啮合角 α'), 与压力角 α 、顶隙系数 c^* 无关。

4. 齿轮传动要匀速、连续、平稳地进行必须满足哪些条件?

答 齿轮传动要均匀、平稳地进行, 必须满足齿廓啮合基本定律。即 $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = O_2P / O_1P$, 其中 P 为连心线 O_1P_2 与公法线的交点。

齿轮传动要连续、平稳地进行, 必须满足重合度 $\varepsilon \geq 1$, 同时满足一对齿轮的正确啮合条件。

5. 节圆与分度圆、啮合角与压力角有什么区别?

答 节圆是两轮啮合传动时在节点处相切的一对圆。只有当一对齿轮啮合传动时有了节点才有节圆, 对于一个单一的齿轮来说是不存在节圆的, 而且两齿轮节圆的大小是随两齿轮中心距的变化而变化的。而齿轮的分度圆是一个大小完全确定的圆, 不论这个齿轮是否与另一齿轮啮合, 也不论两轮的中心距如何变化, 每个齿轮都有一个唯一的、大小完全确定的分度圆。

啮合角是指两轮传动时其节点处的速度矢量与啮合线之间所夹的锐角, 压力角是指单个齿轮渐开线上某一点的速度方向与该点法线方向所夹的角。根据定义可知, 啮合角就是节圆的压力角。对于标准齿轮, 当其按标准中心距安装时, 由于节圆与分度圆重合, 故其啮合角等于分度圆压力角。

6. (略)

7. 齿轮齿条啮合传动有何特点? 为什么说无论齿条是否为标准安装, 啮合线的位置都不会改

变?

答 由于不论齿条在任何位置,其齿廓总与原始位置的齿廓平行.而啮合线垂直于齿廓,因此,不论齿轮与齿条是否按标准安装,其啮合线的位置总是不变的,节点位置确定,齿轮的节圆确定;当齿轮与齿条按标准安装时,齿轮的分度圆应与齿条的分度线相切。这时齿轮的节圆与其分度圆重合,齿条的常节线也与其分度线重合。因此,传动啮合角 α' 等于分度圆压力角 α ,也等于齿条的齿形角 α 。

8.试问当渐开线标准齿轮的齿根圆与基圆重合时,其齿数应为多少?又当齿数大于以上求得的齿数时,试问基圆与齿根圆哪个大?

答: $d_b = mz \cos \alpha$,

$$d_f = m(z \times 2ha^* - 2c^*),$$

$$\text{由 } d_f \geq d_b \text{ 有 } z \geq \frac{2(ha^* + c^*)}{(1 - \cos \alpha)} = \frac{2(1 + 0.25)}{1 - \cos 20^\circ} = 41.45, \text{ 当基圆与齿根圆重合时}$$

$z' = 41.15$, 当 $z \geq 42$ 时, 齿根圆大于基圆。

9. 何谓根切?它有何危害,如何避免?

答 用展成法加工齿轮时,若刀具的齿顶线或齿顶圆与啮合线的交点超过了被切齿轮的啮合极限点时,则刀具的齿顶将切入轮齿的根部,破坏已切制好的渐开线齿廓,这种现象叫根切现象。根切将使齿根弯曲强度降低,重合度减小,应尽量避免。

欲使被切齿轮不产生根切,刀具的齿顶线不得超过 N_1 点,即

$$h_a^* \leq N_1Q = PN_1 \sin \alpha = \gamma_1 \sin \alpha = (mz \sin^2 \alpha) / 2$$

$$\text{得: } z \geq \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}$$

加工标准直齿圆柱齿轮时, $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$ 不发生根切的最少齿数

$$Z_{\min} = 17$$

采用变位齿轮等可以避免根切。

10. 齿轮为什么要进行变位修正?齿轮正变位后和变位前比较,参数 z 、 m 、 α 、 h_a 、 h_f 、 d 、 d_a 、 d_f 、 d_b 、 s 、 e 作何变化?

答 渐开线标准齿轮与变位齿轮的基本参数 m 、 α 、 h_a^* 、 c^* 相同均为标准值,标准齿轮传动虽然具有设计比较简单、互换性较好等一系列优点,但随着机械工业的发展,也暴露出许多不足之处,比如:在一对相互啮合的标准齿轮中,由于小齿轮齿廓渐开线的曲率半径较小。齿根厚度也较薄,而且参与啮合的次数又较多,因而强度较低,容易损坏,从而影响整个齿轮传动的承载能力;标准齿轮不适用于中心距不等于标准中心距的场合,当中心距小于标准中心距时,根本无法安装。当中心距大于标准中心距时,虽然可以安装,但将产生较大的齿侧间隙。而且其重合度也将随之降低,影响传动的平稳性;当采用范成法切制渐开线齿轮时,如果被加工的标准齿轮的齿数过少,则其齿廓会发生根切现象,将降低轮齿的抗弯强度,而且还可能使齿轮传动的重合度降低等,为了改善和解决标准齿轮存在的上述不足,就必须突破标准齿轮的限制,对齿轮进行必要的修正,即变位修正。

比较齿轮正变位后和变位前,参数 z 、 m 、 α 、 d 、 h_a 、 h_f 不变; d_a 、 d_f 、 s 增大, e 减小。

11. 变位齿轮传动的设计步骤如何?

答 根据所给定原始数据的不同,变位齿轮传动的设计方法也不相同,概括起来有以下三种情况。

(1) 当给定的原始数据为 z_1, z_2, m, α 及 h_a^* 时的设计步骤

1) 选定传动的类型, 若 $z_1 + z_2 < 2z_{\min}$, 则必须采用正传动。否则, 也可以考虑选用其他类型的传动。

2) 选定两轮的变位系数。齿轮传动的质量主要取决于变位系数的选择, 保证不发生根切, 即所选择的变位系数 x 不应小于 $x_{\min}$; 保证齿顶有一定的厚度, 一般齿顶厚不小于 $0.4m$; 保证重合度不小于许用值; 保证传动时不发生干涉现象。

3) 根据变位齿轮的传动计算公式计算出两轮的几何尺寸。

(2) 当给定的原始数据为 $z_1, z_2, m, \alpha, \alpha'$ 及 h_a^* 时的设计步骤,

1) 先求出啮合角 α' : $\cos \alpha' = (a/a') \cos \alpha$;

2) 算出两轮的变位系数之和: $x_1 + x_2 = \frac{(x_1 + x_2)(\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \tan \alpha}$

3) 按 $z_1 + z_2$ 的值, 分别选定 x_1 和 x_2 ;

4) 根据变位齿轮的传动计算公式计算出两轮的几何尺寸。

(3) 当给定的原始数据为 i, m, α' 及 h_a^* 时的设计步骤

1) 确定齿轮的齿数。由于

$$\alpha' = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = \frac{mz_1}{2}(i+1) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$$

所以

$$z_1 \approx \frac{2\alpha'}{(i+1)m} \quad z_2 = i z_1$$

2) 其余按 (2) 中的步骤进行。

12. 为什么斜齿轮的标准参数要规定在法面上, 而其几何尺寸却要按端面来计算?

答 由于斜齿轮的齿面为一渐开螺旋面, 故其端面齿形和垂直于螺旋线方向的法面齿形是不相同的。因而斜齿轮的端面参数与法面参数也不相同。由于在制造斜齿轮时, 常用齿条形刀具或盘状铣刀切齿, 在切齿时刀具是沿着齿轮的螺旋线方向进刀的, 因此必须按齿轮的法面参数来选择刀具, 故斜齿轮法面上的参数 (模数、压力角、齿顶高系数、顶隙系数等) 应与刀具的参数相同, 且为标准值。

在计算斜齿轮的主要几何尺寸时需要按端面考虑, 原因是: 端面参数代表齿轮的实际大小, 法面是假想的。

13. 斜齿轮传动具有哪些优点? 什么是斜齿轮的当量齿轮? 为什么要提出当量齿轮的概念? 可用哪些方法来调整斜齿轮传动的中心距?

答: 参考教材。

14. (略)

15. 平行轴和交错轴斜齿轮传动有哪些异同点?

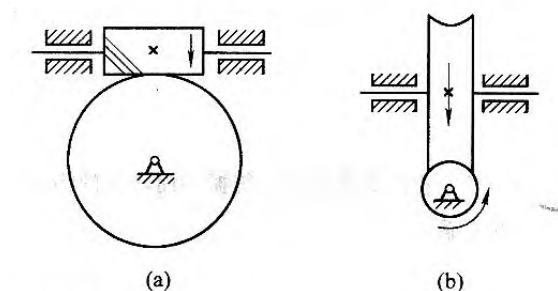
答 相同点: 平行轴斜齿轮传动和交错轴斜齿轮传动, 其轮齿的齿向均相对于齿轮的轴线倾斜了一个角度, 称为螺旋角, 就单个齿轮而言, 平行轴斜齿轮传动仍然是斜齿轮传动; 两者的正确啮合条件共同点是两轮的端面模数及端面压力角应分别相等。

不同点: 平行轴斜齿轮传动的两个齿轮的轴线是平行的, 即常见的斜齿轮传动, 而交错轴斜齿轮传动其轴线之间不是平行的, 而是交错的。两者的正确啮合条件不同点是一对斜齿轮传动的两轮的螺旋角对于外啮合, 应大小相等, 方向相反, 对于内啮合, 应大小相等, 方向相同, 而一对交错轴斜齿轮传动, 由于在交错轴斜内轮传动中两轮的螺旋角未必相等, 所以两轮的端面模数和端面压力角也未必相等。

16. 何谓蜗杆传动的中间平面? 蜗杆传动的正确啮合条件是什么?

答：参考教材。

17.试确定图 10-3a 所示传动中蜗轮的转向，及图 b 所示传动中蜗杆和蜗轮的螺旋线的旋向。



答：图 a 所示蜗杆为右旋蜗杆，现用右手，让四指沿蜗杆圆周速度方向，则右手大拇指的相反方向，即为蜗轮在节点 P 处的圆周速度方向，故蜗轮将沿逆时针方向回转。

在图 b 中，根据所给蜗轮及蜗杆的转向，即要求蜗轮在节点 P 处的圆周速度方向垂直于图面并指向里，故蜗杆沿轴向相对于蜗轮的运动方向则垂直于图面并指向外，而要四指沿蜗杆转向(顺时针方向)，而大拇指沿蜗杆轴向运动方向(垂直于图面指向外)，只有右手才能适应，故为右旋蜗杆，而蜗轮的旋向始终与蜗杆的一致，即也为右旋。

18. 什么是直齿锥齿轮的背锥和当量齿轮？一对锥齿轮大端的模数和压力角分别相等是否是其能正确啮合的充要条件？

答：参见教材。

19. 测量齿轮公法线长度是检验渐开线齿轮精度的常用方法之一。试回答下列问题：(1)希望测量用卡尺的卡脚与齿廓的切点(测点)在齿轮的分度圆附近，跨测齿数应为多少？(2)当跨测齿数为 k 时，对于渐开线标准齿轮其公法线的长度 L_k 应为多少？(3)在测定一个模数未知的齿轮的模数时，为什么常用跨测 k 个齿和 (k-1) 个齿的公法线长度差来确定？

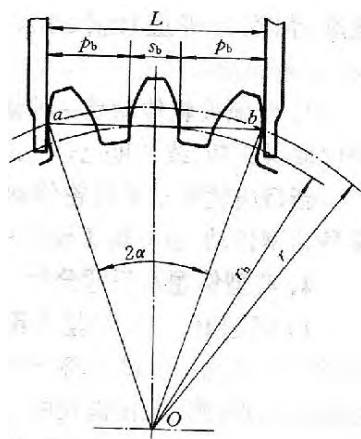


图 10-1

答：a) 设卡尺两卡脚与齿廓的切点 a、b 刚好在分度圆上(图 10-1)，则 $\angle aOb = 2\alpha$ ， α 为分度圆压力角。

齿轮的半齿距角为 $180^\circ / z$ ，设在 $\angle aOb$ 角范围内包含的齿数为 k，则

$$(2k-1) \times 180^\circ / z = 2\alpha \quad \text{故} \quad k = z\alpha / 180^\circ + 0.5$$

按上式所求得的跨测齿数一般不为整数，而跨测齿数必须取整。若向大取整，则实际测点向齿廓齿顶移动，反之则向齿根移动。

b) 由图 10-1 可明显看出，公法线长度包含着 (k-1) 个基圆齿距和一个基圆齿厚，故

$$L_k = (k-1)p_b + s_b =$$

$$(k-1)\pi m \cos \alpha + \frac{1}{2}\pi m \cos \alpha + z m \cos \alpha \operatorname{inv} \alpha =$$

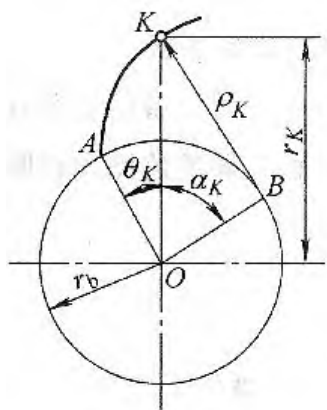
$$m \cos \alpha [(k-0.5)\pi + z \operatorname{inv} \alpha]$$

$$c) L_k - L_{(k-1)} = p_b = \pi m \cos \alpha$$

由上式可见 $L_k - L_{(k-1)}$ 恰等于一个基圆齿距，而在齿轮加工中，基圆齿距 p_b 的误差是很小的，故只要齿轮的压力角已知，即可由此很准确地确定出模数 m 来，而与齿轮是否变位，齿顶高系数的大小和齿顶高是否削减，齿厚是否减薄，齿顶圆直径偏差大小等无关。

20. 在图中，已知基圆半径 $r_b = 50 \text{ mm}$ ，现需求：

- 1) 当 $r_k = 65 \text{ mm}$ 时，渐开线的展角 θ_k 、渐开线的压力角 α_k 和曲率半径 ρ_k 。
- 2) 当 $\theta_k = 5^\circ$ 时，渐开线的压力角 α_k 及向径 r_k 的值。



解：(1) $\cos \alpha_k = r_b / r_k = 50 / 65 = 0.7692$ ， $\alpha_k = 39^\circ 43'$ ，

$$\theta_k = 0.13752 \times 57.3^\circ = 7.8799^\circ,$$

$$\rho_k = r_b \tan \alpha_k = 50 \tan 39^\circ 43' = 41.54 \text{ mm}$$

(2) $\because \theta_k = \operatorname{inv} \alpha_k = 5^\circ \therefore \alpha_k = 16^\circ 50'$ ，

$$r_k = \frac{r_b}{\cos \alpha_k} = \frac{50}{\cos 16^\circ 50'} = 52.247$$

21.

22. 一渐开线标准齿轮， $z=26$ ， $m=3 \text{ mm}$ ， $h_a^*=1$ ， $\alpha=20^\circ$ ，求齿廓曲线在齿顶圆的压力角 α_a ，齿顶圆直径 d_a ，分度圆曲率半径 ρ 和齿顶圆曲率半径 ρ_a 。

解： $r_b = \frac{mz}{2} \cos \alpha = 36.648$ ，

$$r_a = \frac{m(z+2)}{2} = 42，$$

$$\alpha_a = \cos^{-1} \frac{r_b}{r_a} = 29.24^\circ$$

$$\rho = r_b \tan \alpha = 36.648 \tan 20^\circ = 13.34$$

$$\rho_a = r_b \tan \alpha_a = 36.648 \tan 29.24^\circ = 20.515$$

23. 已知一标准直齿圆柱齿轮，齿数 $Z=35$ ，模数 $m=4$ ，求此齿轮的分度圆直径，齿顶圆直径，齿根圆直径，基圆直径，齿顶圆压力角、齿根圆压力角、齿厚和齿槽宽？

解： $d = mz = 4 \times 35 = 140 \text{ mm}$

$$d_a = m(z + 2h_a^*) = 4 \times 37 = 148 \text{ mm}$$

$$d_f = m(z - 2h_a^* - 2c^*) = 4 \times 32.5 = 130 \text{ mm}$$

$$d_b = d \cos \alpha = 140 \cos 20^\circ = 131.56 \text{ mm}$$

$$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a} = 27.26^\circ$$

$$\alpha_f = \arccos \frac{d_b}{d_f} = 0^\circ$$

$$s = e = \frac{\pi m}{2} = 6.28$$

25. 已知一对渐开线标准外啮合圆柱齿轮传动的模数 $m=5 \text{ mm}$ ，压力角 $\alpha=20^\circ$ ，中心距 $a=350 \text{ mm}$ ，传动比 $i_{12}=9/5$ ，试求两轮的齿数、分度圆直径、齿顶圆直径、基圆直径以及分度圆上的齿厚和齿槽宽。

解：因为 $a = \frac{m}{z} \left(z_1 + \frac{9}{5} z_1 \right) = 350$ ，所以有， $z_1 = 50$ ， $z_2 = 90$ ，

$$\text{分度圆直径： } d_1 = mz_1 = 5 \times 50 = 250, \quad d_2 = mz_2 = 5 \times 90 = 450$$

$$\text{齿顶圆直径： } d_{a1} = m(z_1 + 2h_a^*) = 260, \quad d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^*) = 460$$

$$\text{基圆直径： } d_{b1} = mz_1 \cos \alpha = 234.92, \quad d_{b2} = mz_2 \cos \alpha = 422.86$$

$$\text{齿厚： } s = \frac{\pi m}{2} = 10\pi = 31.416, \quad \text{齿槽宽： } e = \frac{\pi m}{2} = 5\pi = 15.708$$

27. 设有一对外啮合齿轮的 $z_1=30$ ， $z_2=40$ ， $m=20 \text{ mm}$ ， $\alpha=20^\circ$ ， $h_a^*=1$ 。试求当 $a' = 725 \text{ mm}$ 时，两轮的啮合角 α' 。又当啮合角 $\alpha' = 22.30^\circ$ 时，试求其中心距 a' 。

解：(1) 求啮合角 α

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{20 \times (30 + 40)}{2} = 700 \text{ mm}$$

$$\alpha' = \arccos\left(\frac{a}{\alpha'} \cos \alpha\right) = \arccos\left(\frac{700}{725} \cos 20^\circ\right) = 24^\circ 52'$$

(2) 当 $\alpha' = 22^\circ 30'$ 时, 中心距 α'

$$a' = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = 700 \times \frac{\cos 20^\circ}{\cos 22^\circ 30'} = 711.981 \text{ mm}$$

30. 已知一对标准外啮合直齿圆柱齿轮传动的 $\alpha = 20^\circ$ 、 $m = 5 \text{ mm}$ 、 $z_1 = 19$ 、 $z_2 = 42$, 试求其重合度 ε 。问当有一对轮齿在节点 P 处啮合时, 是否还有其他轮齿也处于啮合状态; 又当一对轮齿在 B₁ 点处啮合时, 情况又如何?

解: (1) $p_{b1} = p_{b2} = \pi m \cos \alpha = 2 \times 4 \cos 20^\circ = 7.5$

$$(2) \alpha_{a1} = \arccos(r_{b1} / r_{a1}) = 31.32^\circ, \quad \alpha_{a2} = \arccos(r_{b2} / r_{a2}) = 28.24^\circ$$

$$B_{2p} = \frac{d_{b2}}{2} (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha) = \frac{mz_2}{2} \cos \alpha (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha)$$

$$= \frac{mz_2}{2} \cos 20^\circ (\tan 28.24^\circ - \tan 20^\circ)$$

$$= 40 \times \cos 20^\circ (0.5371 - 0.364) = 9.75$$

$$B_{1p} = \frac{mz_1}{2} \cos 20^\circ (\tan 31.32^\circ - \tan 20^\circ)$$

$$= 40 \times \cos 20^\circ (0.608 - 0.364) = 9.17$$

(3)

$$\varepsilon_\alpha = [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha)] / 2\pi$$

$$= [20 (\tan 31.32^\circ - \tan 20^\circ) + 42 (\tan 28.24^\circ - \tan 20^\circ)] / 2\pi$$

$$= [20 (0.608 - 0.364) + 42 (0.5371 - 0.364)] / 2\pi = 1.6$$

31. 有一对外啮合渐开线直齿圆柱齿轮传动。已知 $Z_1 = 17$, $Z_2 = 118$, $m = 5 \text{ mm}$, $\alpha = 20^\circ$, $ha^* = 1$, $a' = 337.5 \text{ mm}$ 。现发现小齿轮已严重磨损, 拟将其报废。大齿轮磨损较轻(沿分度圆齿厚两侧的磨损量为 0.75 mm), 拟修复使用, 并要求所设计的小齿轮的齿顶厚尽可能大些, 问应如何设计这一对齿轮?

解: $\alpha_{a1} = \arccos \frac{mz_1}{2} \cos \alpha / [\frac{m(z + 2ha^*)}{2}] = 31.77^\circ, \quad \alpha_{a2} = 26.24^\circ$

$$\varepsilon_\alpha = \left[\frac{z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha)}{2\pi} \right]$$

$$= \left[\frac{19 \times (\tan 31.77^\circ - \tan 20^\circ) + 118 \times (\tan 26.24^\circ - \tan 20^\circ)}{2\pi} \right] = 1.63$$

32. 在某设备中有一对直齿圆柱齿轮, 已知 $Z_1=26$, $i_{12}=5$, $m=3\text{ mm}$, $\alpha=20^\circ$, $ha^*=1$, 齿宽 $B=50\text{ mm}$ 。在技术改造中, 为了改善齿轮传动的平稳性, 降低噪声, 要求在不改变中心距和传动比的条件下, 将直齿轮改为斜齿轮, 试确定斜齿轮的 Z_1' 、 Z_2' 、 m_n 、 β , 并计算其重合度 ε 。

解: 原直齿圆柱齿轮传动的中心距为

$$a = mz(1+i_{12})/2 = 3\text{mm} \times 26 \times (1+5)/2 = 234\text{mm} \quad (2\text{分})$$

改为斜齿轮传动后, 为了不增加齿轮的几何尺寸, 取斜齿轮的法面模数

$m_m = m = 3\text{mm}$, 在不改变中心距和传动比的条件下, 则有

$$a = mz_1'(1+i_{12})/(2\cos\beta) = 3\text{mm} \times z_1'(1+5)/(2\cos\beta) = 234$$

当取 $\beta = 20^\circ$ 时, 由上式可求得 $z_1' = 24.43$ 。为了限制 $\beta < 20^\circ$, 可取

$z_1' = 25, z_2' = i_{12}z_1' = 5 \times 25 = 125$ 。为维持中心距不变, 故重新精确计算螺旋角为

$$\begin{aligned} \beta &= \arccos[m_n(z_1' + z_2')/(2a)] \\ &= \arccos[3\text{mm} \times (25 + 125)/(2 \times 234\text{mm})] = 15^\circ 56' 33'' \end{aligned} \quad (2\text{分})$$

为了计算斜齿轮传动的总重合度 ε_r , 先分别计算端面重合度 ε_a 和轴面重合度

$$\varepsilon_\beta。其中 \quad \varepsilon_a = [z_1'(\tan\alpha_{at1} - \tan\alpha_t) + z_2'(\tan\alpha_{at2} - \tan\alpha_t)]/(2\pi)$$

由于 $\alpha_t = \arctan(\tan\alpha_n / \cos\beta) = \arctan(\tan 20^\circ / \cos 15.9425^\circ) = 20.733^\circ$

$$\begin{aligned} \alpha_{at1} &= \arccos(d_{b1}/d_{a1}) = \arccos[z_1'\cos\alpha_t/(z_1' + 2\cos\beta)] \\ &= \arccos[25 \times \cos 20.733^\circ / (25 + 2\cos 15.9425^\circ)] = 29.722^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{at2} &= \arccos[z_2'\cos\alpha_t/(z_2' + 2\cos\beta)] \\ &= \arccos[125 \times \cos 20.733^\circ / (125 + 2\cos 15.9425^\circ)] = 22.917^\circ \end{aligned} \quad (2\text{分})$$

所以

$$\begin{aligned} \varepsilon_a &= [25 \times (\tan 29.722^\circ - \tan 20.733^\circ) + 125 \times (\tan 22.917^\circ - \tan 20.733^\circ)] / (2\pi) \\ &= 1.646 \end{aligned}$$

设齿宽为 $B=50\text{ mm}$, 则

$$\varepsilon_\beta = B \sin\beta / (\pi m_m) = 50\text{mm} \times \sin 15.9425^\circ / (\pi \times 3\text{mm}) = 1.475$$

$$\text{于是得} \quad \varepsilon_r = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta = 1.646 + 1.475 = 3.103 \quad (2\text{分})$$

33. 在一机床的主轴箱中有一直齿圆柱渐开线标准齿轮, 发现该齿轮已经损坏, 需要重做一个齿轮更换, 试确定这个齿轮的模数。经测量, 其压力角 $\alpha=20^\circ$, 齿数 $z=40$, 齿顶圆直径

da=83.82 mm, 跨 5 齿的公法线长度 $L_5=27.512$ mm, 跨 6 齿的公法线长度 $L_6=33.426$ mm。

$$\text{解: } p_b = L_6 - L_5 = 33.426 - 27.512 = 5.914, m = \frac{p_b}{\pi \cos 20^\circ} = \frac{5.914}{\pi \cos 20^\circ} = 2$$

34. 设已知一对斜齿轮传动的 $z_1=20$, $z_2=40$, $m_n=8$ mm, $\beta=15^\circ$ (初选值), $B=30$ mm, $ha^*=1$ 。
试求 a (应圆整, 并精确重算 p)、 r 及 z_{v1} 、及 z_{v2} 。

$$\text{解: (1) 计算中心距 } a = \frac{mn}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2) = \frac{8(20+40)}{2 \cos 15^\circ} = 248.466 \text{ 取 } a = 250$$

$$(2) . \beta = \arccos \frac{mn(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{8(20+40)}{2 \times 250} = 16^\circ 15' 37''$$

(3) . 计算重合度 ε_r

$$\alpha_t = \arctg(tg \alpha_n / \cos \beta) = \arctg(tg 20^\circ / \cos 16^\circ 15' 37'') = 20^\circ 45' 49''$$

$$\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1} / d_{a1}) = \arccos(155.84 / 182.67) = 31^\circ 24' 49''$$

$$\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2}) = \arccos(311.69 / 349.33) = 26^\circ 50' 33''$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (tg \alpha_{a1} - tg \alpha_t) + z_2 (tg \alpha_{a2} - tg \alpha_t)] = 1.59$$

$$\varepsilon_\beta = B \sin \beta / \pi m_n = 30 \sin 16^\circ 15' 37'' / 8\pi = 0.332$$

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.59 + 0.33 = 1.92$$

(4) . 计算当量齿数

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 22.61 \quad z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 45.21$$

36. 一蜗轮的齿数 $z_2=40$, $d_2=200$ mm, 与一单头蜗杆啮合, 试求:

1) 蜗轮端面模数 m_t 及蜗杆轴面模数 m_{x1} ;

2) 蜗杆的轴面齿距 p_{x1} 及导程 l ;

3) 两轮的中心距 a_0 ;

4) 蜗杆的导程角 γ 、蜗轮的螺旋角 β_2 及两者轮齿的旋向。

解: (1) 确定传动类型

$$a = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = \frac{5}{2} (17 + 118) = 337.5 \text{ mm},$$

因 $a' = a$, 故采用等移距变位传动

(2) 确定变位系数

$$\text{由题意知 } x_1 = -x_2 = \Delta s / (2m \tan \alpha) = 0.75 / (2 \times 5 \tan 20^\circ) = 0.206$$

$$\text{故 } x_1 = 0.206, \quad x_2 = -0.206$$

(3) 几何尺寸计算

小齿轮

$$d_1 = mz_1 = 5 \times 17 = 85mm$$

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m = (1 + 0.206) \times 5 = 6.03mm$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m = (1 + 0.25 - 0.206) \times 5 = 5.22mm$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 85 + 2 \times 6.03 = 97.06mm$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 85 - 2 \times 5.22 = 74.56mm$$

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 85 \cos 20^\circ = 79.87mm$$

$$s_1 = m(\pi/2 + 2x_1 \tan \alpha) = 5(\pi/2 + 2 \times 0.206 \tan 20^\circ) = 8.61$$

$$e_1 = m(\pi/2 - 2x_1 \tan \alpha) = 5(\pi/2 - 2 \times 0.206 \tan 20^\circ) = 7.1$$

$$p_1 = s_1 + e_1 = \pi m = 5\pi = 15.71mm$$

大齿轮

$$d_2 = mz_2 = 5 \times 118 = 590mm$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (1 - 0.206) \times 5 = 3.97mm$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m = (1 + 0.25 + 0.206) \times 5 = 7.28mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 590 + 2 \times 3.97 = 597.94mm$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 590 - 2 \times 7.28 = 575.44mm$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 590 \cos 20^\circ = 554.42mm$$

$$s_2 = m(\pi/2 + 2x_2 \tan \alpha) = 5(\pi/2 - 2 \times 0.206 \tan 20^\circ) = 7.1$$

$$e_2 = m(\pi/2 - 2x_2 \tan \alpha) = 5(\pi/2 + 2 \times 0.206 \tan 20^\circ) = 8.61$$

$$p_2 = s_2 + e_2 = \pi m = 5\pi = 15.71mm$$

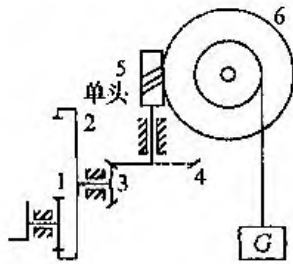
第六章 齿轮系及其设计习题解答

11. 在图示的手摇提升装置中, 已知各轮齿数为 $z_1 = 20$, $z_2 = 50$, $z_3 = 15$,

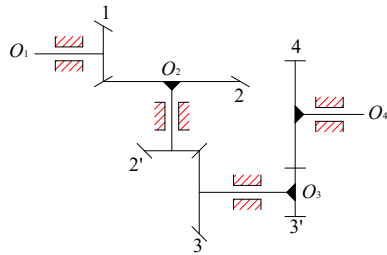
$z_4 = 30$, $z_6 = 40$ 。试求传动比 i_{16} 并指出提升重物时手柄的转向。

$$\text{解: } i_{16} = \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5} = \frac{50 \times 30 \times 40}{20 \times 15 \times 1} = 200$$

方向: 从左往右看为顺时针方向。



题 6.1 图



题 6.2 图

12. 在图示轮系中, 各轮齿数为 $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $z_{2'} = 20$, $z_3 = 30$, $z_{3'} = 20$,

$z_4 = 40$ 。试求: (1) 传动比 i_{14} ; (2) 如要变更 i_{14} 的符号, 可采取什么措施?

$$\text{解: } (1) \quad i_{14} = \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_{2'} z_{3'}} = \frac{40 \times 30 \times 40}{20 \times 20 \times 20} = -6$$

由于该轮系为空间定轴轮系, 其方向只能用画箭头的方法判断, 又轮 4 的轴线与轮 1 平行, 通过画箭头判断轮 4 和轮 1 的转向相反, 故在传动比前加 “—”

(2) 如要变更 i_{14} 的符号, 可将齿轮 3 和 4 变为内啮合齿轮, 或在 3、4 间加一个惰轮。

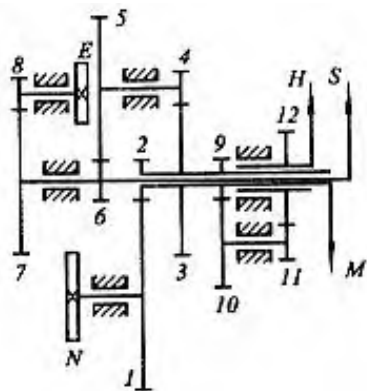
13. 在图示的机械式钟表机构中, E 为擒纵轮, N 为发条盘, S、M、及 H 分别为秒针、分针和时针。已知: $z_1 = 72$, $z_2 = 12$, $z_3 = 64$, $z_4 = 8$, $z_5 = 60$, $z_6 = 8$, $z_7 = 60$,

$z_8 = 6$, $z_9 = 8$, $z_{10} = 24$, $z_{11} = 6$, $z_{12} = 24$, 求秒针和分针的传动比 i_{SM} 和分针与时针的传动比 i_{MH} 。

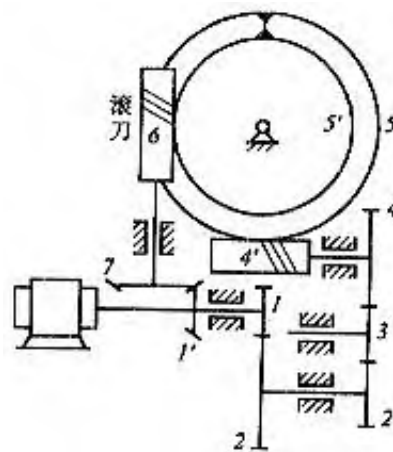
解: 该轮系为平面定轴轮系, 故有

$$i_{SM} = \frac{n_S}{n_M} = i_{64} = \frac{n_6}{n_4} = (-1)^2 \frac{z_5 z_3}{z_6 z_4} = \frac{60 \times 64}{8 \times 8} = 60$$

$$i_{MH} = \frac{n_M}{n_H} = i_{912} = \frac{n_9}{n_{12}} = (-1)^2 \frac{z_{10} z_{12}}{z_9 z_{11}} = \frac{24 \times 24}{8 \times 6} = 12$$



题 6.3 图



题 6.4 图

14. 图示为一滚齿机工作台的传动机构，工作台与蜗轮 5 固联。已知： $z_1 = z_{1'} = 20$ ， $z_2 = 35$ ， $z_5 = 50$ ， $z_7 = 28$ ，蜗杆 $z_{4'} = z_6 = 1$ ，旋向如图所示，若要加工一个齿数 $z_{5'} = 32$ 的齿轮，试求挂轮组齿数比 $z_{2'}/z_4$ 。

解：该轮系为空间定轴轮系，故有

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_{2'} z_3 z_{4'}} = \frac{35 \times z_4 \times 50}{20 \times z_{2'} \times 1}$$

$$i_{1'5'} = \frac{n_{1'}}{n_{5'}} = \frac{z_7 z_{5'}}{z_{1'} z_6} = \frac{28 \times 32}{20 \times 1} =$$

$$\text{又 } i_{15} = i_{1'5'}$$

$$\text{联立解得：} \frac{z_{2'}}{z_4} = \frac{125}{64}$$

15. 在图示轮系中，已知 $z_1 = 18$ ， $z_2 = 30$ ， $z_{2'} = 18$ ， $z_3 = 36$ ， $z_{3'} = 18$ ， $z_4 = 36$ ， $z_{4'} = 2$ （右旋蜗杆）， $z_5 = 60$ ， $z_{5'} = 20$ ，齿轮的模数 $m = 2 \text{ mm}$ ，若 $n_1 = 1000 \text{ r/min}$ （方向如图所示），求齿条 6 的线速度 v 的大小和方向。

解：该轮系为空间定轴轮系，故有

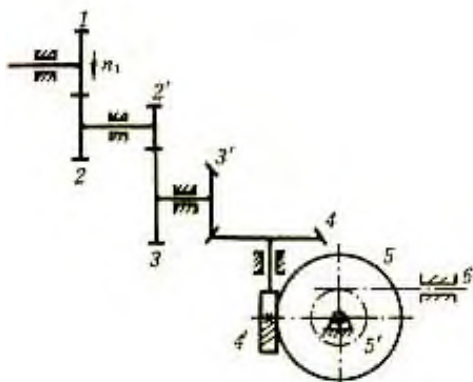
$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_{2'} z_3 z_{4'}} = \frac{30 \times 36 \times 36 \times 60}{18 \times 18 \times 18 \times 2} = 200$$

$$n_5 = n_{5'} = \frac{n_1}{i_{15}} = \frac{1000}{200} = 5 \text{ r/min}$$

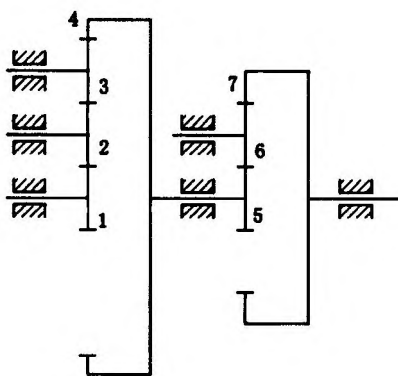
齿条 6 的线速度为

$$v = \frac{\pi d_{s'} n_{s'}}{60} = \frac{\pi m z_{s'}}{60} = \frac{\pi \times 2 \times 20 \times 5}{60} = 10.5 \text{ mm/s}$$

方向：水平向右。



题 6.5 图



题 6.6 图

16. 图中所示轮系中，已知各轮齿数为： $z_1 = z_2 = z_3 = z_5 = z_6 = 20$ ， 已知齿轮 1、4、5、7 为同轴线，试求该轮系的传动比 i_{17} 。

解：由于齿轮 1、4、5、7 为同轴线，有

$$r_4 = r_1 + d_2 + d_3$$

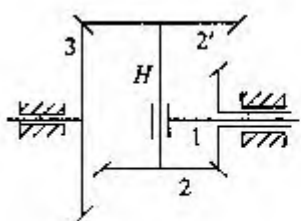
则 $z_4 = z_1 + 2z_2 + 2z_3 = 20 + 40 + 40 = 100$

同理 $z_7 = z_5 + 2z_6 = 20 + 40 = 60$

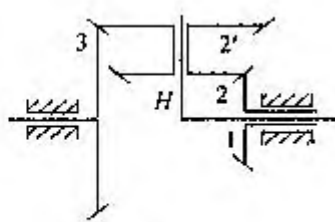
又该轮系为空间定轴轮系，故有

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = (-1)^3 \frac{z_2 z_3 z_4 z_6 z_7}{z_1 z_2 z_3 z_5 z_6} = -\frac{z_4 z_7}{z_1 z_5} = -\frac{100 \times 60}{20 \times 20} = -15$$

17. 图示(a)、(b)为两个不同结构的锥齿轮周转轮系，已知 $z_1 = 20$ ， $z_2 = 24$ ， $z_{2'} = 30$ ， $z_3 = 40$ ， $n_1 = 200 \text{ r/min}$ ， $n_3 = -100 \text{ r/min}$ 。求两轮系的 n_H 等于多少？



(a)



(b)

题 6.7 图

解：在图（a）所示差动轮系 1、2—2'、3 中

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}$$

$$\frac{200 - n_H}{-100 - n_H} = \frac{24 \times 40}{20 \times 30}$$

解得 $n_H = -600 \text{ r/min}$ 方向与轮 1 的方向相反。

在图（b）所示差动轮系 1、2—2'、3 中

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}$$

$$\frac{200 - n_H}{-100 - n_H} = -\frac{24 \times 40}{20 \times 30}$$

解得 $n_H = 15.4 \text{ r/min}$ 方向与轮 1 的方向相同。

18. 在图示轮系中，已知 $z_1 = 60$ ， $z_2 = 18$ ， $z_3 = 21$ ，各轮均为标准齿轮，且模数相等。试求（1）齿轮 4 的齿数 z_4 ，（2）传动比 i_{1H} 的大小及行星架 H 的转向。

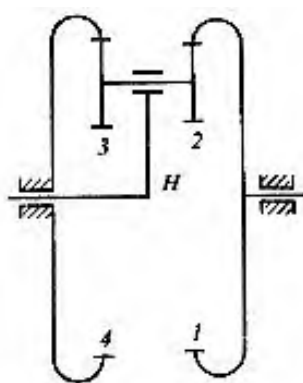
解：在行星轮系 1、2—3、4 中，根据同心条件有

$$\frac{m(z_1 - z_2)}{2} = \frac{m(z_2 - z_3)}{2}$$

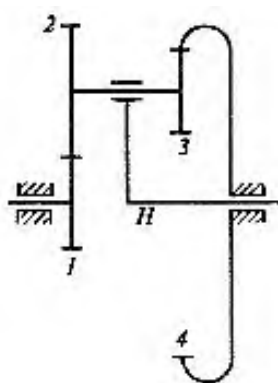
解得 $z_4 = 63$

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - i_{14}^H = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 1 - \frac{18 \times 63}{60 \times 21} = \frac{1}{10}$$

行星架 H 的方向与轮 1 的方向相同。



题 6.8 图



题 6.9 图

19. 在如图所示轮系中, 已知 $z_1 = 20$, $z_2 = 25$, $z_3 = 15$, $z_4 = 60$, 齿轮 1 的转速 $n_1 = 300 \text{ r/min}$, 求 n_H 的大小和方向。

解: 在行星轮系 1、2—3、4 中, 有

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - i_{14}^H = 1 - (-1) \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 1 + \frac{25 \times 60}{20 \times 15} = 6$$

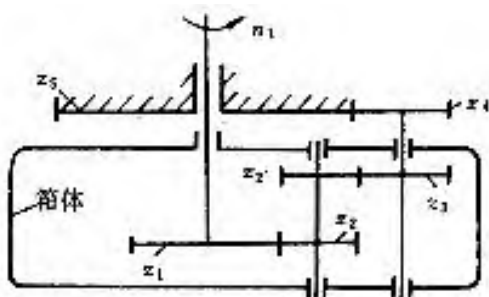
$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = \frac{300}{6} = 50 \text{ r/min} \quad \text{方向与轮 1 的方向相同。}$$

20. 如图所示为一用于自动化照明灯具上的周转轮系。已知: $z_1 = 60$, $z_2 = z_{2'} = 30$, $z_3 = z_4 = 40$, $z_5 = 120$, 输入轴转速 $n_1 = 19.5 \text{ r/min}$, 求箱体的转速。

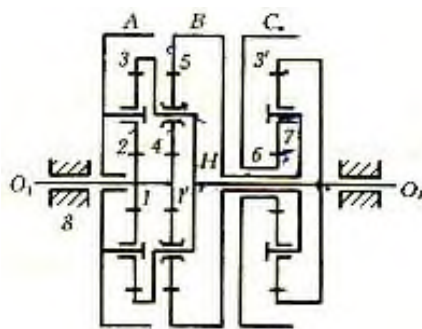
解: 在行星轮系 1、2—2'—3—4、5、箱体 H 中, 有

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - i_{15}^H = 1 - (-1)^3 \frac{z_2 z_3 z_5}{z_1 z_{2'} z_4} = 1 + \frac{30 \times 40 \times 120}{60 \times 30 \times 40} = 3$$

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = \frac{19.5}{3} = 6.5 \text{ r/min} \quad \text{方向与轮 1 的方向相同。}$$



题 6.10 图



题 6.11 图

21. 在图示的变速器中, 已知: $z_1 = z_{1'} = z_6 = 28$, $z_3 = z_5 = z_{3'} = 80$, $z_2 = z_4 = z_7 = 26$, 当鼓轮 A、B、C 分别被刹住时, 求传动比 i_{1H}

解: 刹住鼓轮 A 时, 1、2、3 (H) 组成定轴轮系。有

$$i_{1H} = (-1) \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = -\frac{80}{28} = -\frac{20}{7}$$

刹住鼓轮 B 时, 1'、4、5、H 组成行星轮系。有

$$i_{1H} = i_{1'H} = 1 - i_{1'5}^H = 1 - (-\frac{z_5}{z_{1'}}) = 1 + \frac{80}{28} = \frac{27}{7}$$

刹住鼓轮 C 时, 该轮系由差动轮系 1'、4、5、H 和行星轮系 3'、7、6、5 (行星架) 组成。

在差动轮系 1'、4、5、H 中, 有

$$i_{1'5}^H = \frac{n_{1'} - n_H}{n_5 - n_H} = -\frac{z_5}{z_{1'}} = -\frac{80}{28} = -\frac{20}{7}$$

在行星轮系 3'、7、6、5 中，有

$$i_{3'5} = \frac{n_{3'}}{n_5} = 1 - i_{3'6}^5 = 1 - \left(-\frac{z_6}{z_{3'}}\right) = 1 + \frac{28}{80} = \frac{27}{20}$$

又 $n_{3'} = n_H$

联立求解得 $i_{1H} = \frac{47}{27}$

22. 在图示轮系中，已知 $z_1 = 30$ ， $z_2 = 26$ ， $z_{2'} = z_3 = z_4 = 21$ ， $z_{4'} = 30$ ， $z_5 = 2$

（右旋蜗杆），又已知齿轮 1 的转速为 $n_1 = 130 \text{ r/min}$ ，蜗杆 5 的转速为 $n_5 = 450 \text{ r/min}$ 方

向如图所示，求构件 H 的转速 n_H 。

解：该轮系是由定轴轮系 1、2；差动轮系 2'、3—3'、4、H 和定轴轮系 4'、5 组成。

在定轴轮系 1、2 中

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{26}{30} = \frac{13}{15}$$

$$n_2 = n_{2'} = \frac{n_1}{i_{12}} = 150 \text{ r/min} \quad \text{方向：箭头向上}$$

在定轴轮系 4'、5 中

$$i_{54'} = \frac{n_5}{n_{4'}} = \frac{z_{4'}}{z_5} = \frac{30}{2} = 15$$

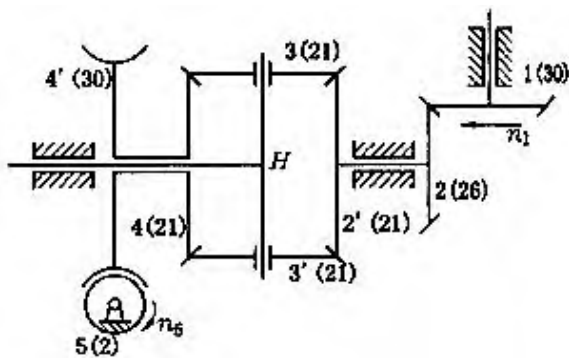
$$n_{4'} = n_4 = \frac{n_5}{i_{54'}} = 30 \text{ r/min} \quad \text{方向：箭头向上}$$

在差动轮系 2'、3—3'、4、H 中，

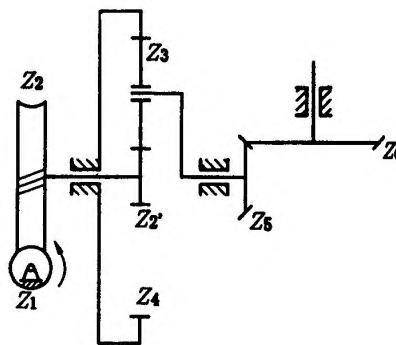
$$i_{2'4}^H = \frac{n_{2'} - n_H}{n_4 - n_H} = -\frac{z_4}{z_{2'}} = -1$$

$$\frac{150 - n_H}{30 - n_H} = -1$$

解得： $n_H = 90 \text{ r/min}$ 方向：箭头向上



题 6.12 图



题 6.13 图

23. 在如图所示轮系中，已知各轮齿数， $z_1 = 2$ ， $z_2 = 50$ ， $z_{2'} = 24$ ， $z_3 = 48$ ， $z_5 = 20$ ， $z_6 = 40$ ，齿轮均为标准齿轮，标准安装，主动轮 1 转向如图所示，试求 i_{16} 并标出轮 2、5、6 的转向。

解：该轮系是由定轴轮系 1、2；行星轮系 2'、3、4、5（行星架）和定轴轮系 5、6 组成。

根据同心条件： $z_4 = z_{2'} + 2z_3 = 120$

在定轴轮系 1、2 中

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{2} = 25 \quad \text{蜗轮 2 的方向：箭头向上}$$

在行星轮系 2'、3、4、5 中，

$$i_{2'5} = \frac{n_{2'}}{n_5} = 1 - i_{2'4}^5 = 1 - \left(-\frac{z_4}{z_{2'}}\right) = 1 + \frac{120}{24} = 6$$

在定轴轮系 5、6 中

$$i_{56} = \frac{n_5}{n_6} = \frac{40}{20} = 2$$

$$i_{16} = i_{12} \cdot i_{2'5} \cdot i_{56} = 300$$

齿轮 5 的方向：箭头向上，齿轮 6 的方向：箭头向左。

24. 在图示轮系中，已知： $z_1 = 20$ ， $z_2 = 30$ ， $z_3 = z_4 = z_5 = 25$ ， $z_6 = 75$ ， $z_7 = 25$ ，

$n_A = 100 \text{ r/min}$ 方向如图所示。试求 n_B 的大小和方向。

解：该轮系是由行星轮系 2、1—7、6、A 和行星轮系 3、4、5、B 组成。

在行星轮系 2、1—7、6、A 中，

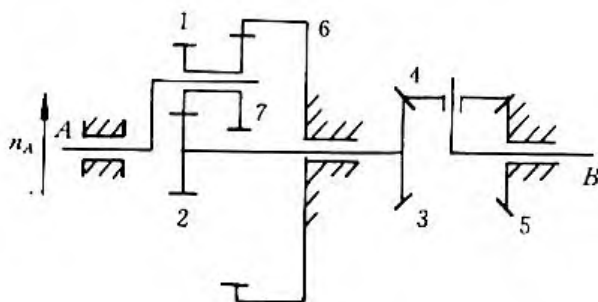
$$i_{2A} = \frac{n_2}{n_A} = 1 - i_{26}^A = 1 - \left(-\frac{z_1 z_7}{z_2 z_6}\right) = 1 + \frac{20 \times 75}{30 \times 25} = 3$$

$$n_2 = 300 \text{ r/min} \quad \text{方向: 箭头向上}$$

在行星轮系 3、4、5、B 中,

$$i_{3B} = \frac{n_3}{n_B} = 1 - i_{35}^B = 1 - \left(-\frac{z_5}{z_3}\right) = 1 + \frac{25}{25} = 2$$

$$n_B = 150 \text{ r/min} \quad \text{方向: 箭头向上}$$



题 6.14 图

25. 图示的减速装置中, 齿轮 1 装在电动机的轴上, 已知各轮的齿数: $z_1 = z_2 = 20$, $z_3 = 60$, $z_4 = 90$, $z_5 = 210$, 又电动机的转速 $n = 1440 \text{ r/min}$ 。求轴 B 的转速 n_B 及其回转方向。

解: 该轮系是由周转轮系 1、2、3、4 和周转轮系 4、5、H 组成。

在周转轮系 1、2、3、4 中

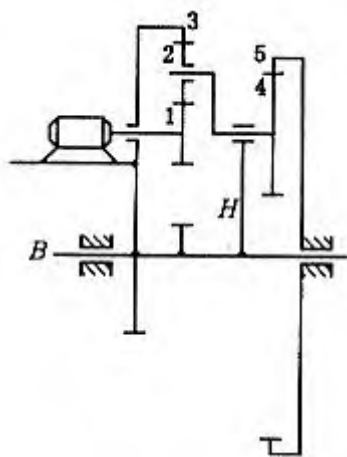
$$i_{13}^4 = \frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} = -\frac{z_3}{z_1} = \frac{60}{20} = -3$$

在周转轮系 4、5、H 中

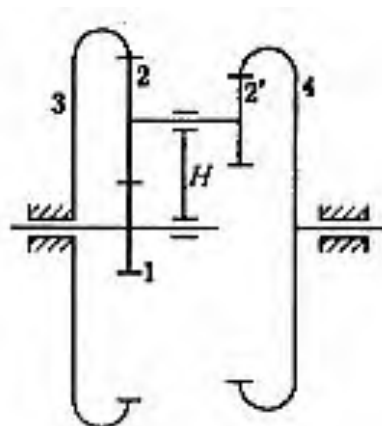
$$i_{45}^H = \frac{n_4 - n_H}{n_5 - n_H} = \frac{n_4 - n_B}{-n_B} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{210}{90} = \frac{7}{3}$$

$$\text{又 } n_B = n_3$$

$$\text{联立求得: } n_B = -\frac{3}{25}n_1 \approx -172.8 \text{ r/min} \quad n_B \text{ 的转向与 } n_1 \text{ 的转向相同。}$$



题 6.15 图



题 6.16 图

26. 在图示电动三爪卡盘传动轮系中, 已知各齿轮的齿数为: $z_1 = 6$, $z_2 = z_{2'} = 25$, $z_3 = 57$, $z_4 = 56$, 试求传动比 i_{14} 。

解: 该轮系中包含有行星轮系 1、2、3、H; 差动轮系 1、2—2'、4、H 和行星轮系 3、2—2'、4、H。其中只有两个轮系起独立作用。

在行星轮系 1、2、3、H 中,

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - i_{13}^H = 1 - \left(-\frac{z_3}{z_1}\right) = 1 + \frac{57}{6} = \frac{21}{2}$$

在行星轮系 3、2—2'、4、H 中,

$$i_{4H} = \frac{n_4}{n_H} = 1 - i_{43}^H = 1 - \frac{z_3}{z_4} = 1 - \frac{57}{56} = -\frac{1}{56}$$

$$\text{联立以上两式求解: } i_{14} = \frac{i_{1H}}{i_{4H}} = -588$$

27. 在图示自行车里程表的机构中, C 为车轮轴。已知各齿轮的齿数为 $z_1 = 17$, $z_2 = 68$ 、 $z_3 = 23$, $z_4 = 19$, $z_{4'} = 20$, 及 $z_5 = 24$ 。当车轮转一圈时, 指针 P 转过多少圈?

解: 该轮系是由定轴轮系 1、2; 行星轮系 5、4'—4、3、2 (行星架)。

在定轴轮系 1、2 中

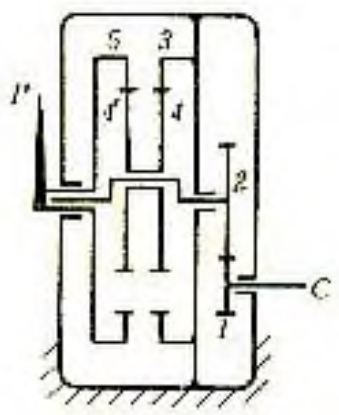
$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{68}{17} = 4$$

在行星轮系 5、4'—4、3、2 中,

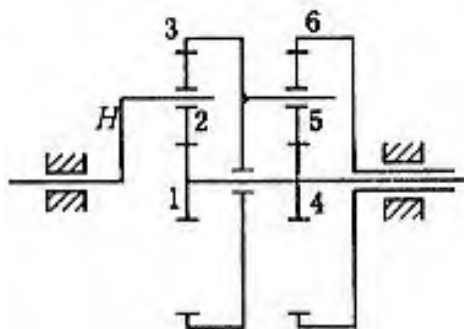
$$i_{52} = \frac{n_5}{n_2} = 1 - i_{53}^2 = 1 - \frac{z_{4'} z_3}{z_5 z_4} = 1 - \frac{20 \times 23}{24 \times 19} = -\frac{1}{114}$$

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{i_{12}}{i_{52}} = -456$$

$$n_p = n_5 = -\frac{1}{456}n_1$$



题 6.17 图



题 6.18 图

28. 在图示轮系中, 已知各齿轮的齿数为: $z_1 = 28$, $z_3 = 78$, $z_4 = 24$, $z_6 = 80$,

又若 $n_1 = 1000 \text{ r/min}$, 求: 当分别将轮 3 或轮 6 刹住时, 构件 H 的转速 n_H 。

解: 刹住轮 3 时, 1、2、3、H 组成一行星轮系。有

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - i_{13}^H = 1 - \left(-\frac{z_3}{z_1}\right) = 1 + \frac{78}{28} = -\frac{53}{14}$$

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = -264.15 \text{ r/min} \quad \text{构件 H 的方向与 } n_1 \text{ 相反。}$$

刹住轮 6 时, 该轮系由差动轮系 1、2、3、H 和行星轮系 4、5、6、3 (行星架) 组成。

在差动轮系 1、2、3、H 中

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{78}{28}$$

在行星轮系 4、5、6、3 (行星架) 中

$$i_{43} = \frac{n_4}{n_3} = 1 - i_{46}^3 = 1 - \left(-\frac{z_6}{z_4}\right) = 1 + \frac{80}{24} = \frac{13}{3}$$

$$n_1 = n_4$$

$$\text{联立解得} \quad i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = \frac{53}{23}$$

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = 433.96 r/\min \quad \text{构件 H 的方向与 } n_1 \text{ 相同。}$$

8.1 图 8.1 (b) 所示的螺旋机构中, 若螺杆 1 上的两段螺纹均为右旋螺纹, A 段的导程为 $l_A = 1\text{mm}$, B 段的导程为 $l_B = 0.75\text{mm}$, 试求当手轮按图示方向转动一周时, 螺母 2 相对于导轨 3 移动的距离大小。又若将 A 段螺纹旋向改为左旋, 而 B 段的旋向及其他参数不变, 则结果又如何?

答: 0.25mm 。 1.75mm 。

8.2 若双万向联轴器连接既不平行也不相交的两轴转动, 而且要使主、从动轴角速度相等, 问需要满足什么条件?

答: 双万向铰链机构在安装时必须符合下面三个条件:

- 1) 主动轴、从动轴及中间轴应三轴共面;
- 2) 主动轴、从动轴的轴线与中间轴的轴线之间的夹角应相等, 即应满足

$$\beta_1 = \beta_3;$$

- 3) 中间轴两端的叉面应位于同一平面内。

8.3 在图 8.8 所示的单万向联轴器中, 轴 1 以 1500r/min 等速转动, 轴 3 变速转动, 其最高转速为 1732r/min , 试求:

- 1) 轴 3 的最低转速;
- 2) 在轴 1 一转中, φ_1 为何值时两轴转速相等;
- 3) 轴 3 处于最高转速与最低转速时, 轴 1 的叉面处于什么位置?

答: 1) $n_{3\min} = 1299\text{r/min}$ 。 2) $\varphi_1 = 42^\circ 56', 137^\circ 4', 222^\circ 56', 317^\circ 4'$ 。

3) $\varphi_1 = 0^\circ / 180^\circ$ 与 $90^\circ / 270^\circ$

8.4 如何求非圆齿轮节曲线, 非圆齿轮机构的基本关系式是如何表达的?

答: 要使非圆齿轮的传动能够实现 (也就是保证两轮节线为纯滚动接触), 必须满足以下两个条件:

- 1) 两非圆齿轮在任何瞬间的瞬时曲率半径之和均应等于两轮固定回转中心距 S , 即

$$\rho_1 + \rho_2 = S$$

ρ_1 和 ρ_2 为两轮节线的瞬时曲率半径。

- 2) 相互滚过的两段节曲线的弧长应处处相等, 即

$$\rho_1 \cdot d\varphi_1 = \rho_2 \cdot d\varphi_2$$

φ_1 和 φ_2 为两轮的转角。

8.5 何谓广义机构？它与传统机构有什么区别？

答：广义机构是一种利用液、气、声、光、电、磁等工作介质或工作原理的新型机构，能将动力源能与原动件、执行件融为一体，构件能与运动副融为一体。广义机构比传统机构更简便地实现运动或动力交换，并且还可以实现传统机构较难完成的运动，其构件不再局限于刚性构件，故种类繁多。

8.6 液、气动机构的主要特点是什么？

答：液、气动机构是以具有压力的液体、气体作为工作介质，来实现能量传递与运动变换的机构。

液动机构的主要特点：

- 1) 易无级调速，调速范围大；
- 2) 体积小，质量轻，输出功率大；
- 3) 工作平稳，易于实现快速启动、制动、换向等动作；
- 4) 控制方便；
- 5) 易于实现过载保护；
- 6) 由于液压元件自润滑，磨损小，工作寿命长；
- 7) 液压元件易于标准化、模块化、系列化。
- 8) 由于油液的压缩性及泄漏性影响，传动不准确；
- 9) 由于液体对温度敏感，不宜在变温或低温下工作；
- 10) 由于效率低，不宜作远距离传动；
- 11) 制造精度要求高。

气动机构的主要特点：

- 1) 工作介质为空气，易于获取和排放，不污染环境；
- 2) 空气粘度小，故压力损失小，易于远距离输送和集中供气；
- 3) 比液压传动响应快，动作迅速；
- 4) 适于恶劣的工作环境下工作；
- 5) 易于实现过载保护；
- 6) 易于标准化、模块化、系列化。

8.7 电磁机构一般可以实现哪些运动？

答：电磁机构是通过电与磁的相互作用产生驱动力控制和调节执行机构实现

往复运动、振动和定位等。

8.8 光电机构的工作原理是什么？

答：光电机构通常由光学传感器与各种机电机构组合，利用光的特性（如：光电耦合、光化学耦合等）进行工作的机构。

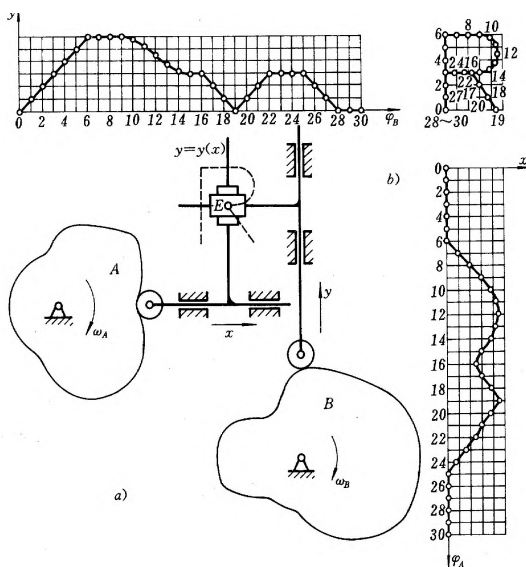
思考题及习题解答

9-1 常用的组合机构有哪几种？它们各有何特点？

答：组合机构按其组成的结构形式可分为串联式、并联式、封闭式和装载式四种基本类型。串联式组合机构是由基本机构串联而成。它的前一个基本机构的输出构件是后一个基本机构的原动件。并联式组合机构是由 n 个自由度为1的基本机构的输出件与一个自由度为 n 的基本机构的运动输入构件分别固联而成。封闭式组合机构是利用自由度为1的基本机构去封闭一个多自由度的基本机构而成。装载式组合机构则是将基本机构装载于另一基本机构的运动构件上而成。

9-2 在图示的联动凸轮组合机构中（尺寸和位置如图所示），它是由两组径向凸轮机构组合而成。在此机构中，利用凸轮 A 及 B 的协调配合，控制 E 点 X 及 Y 方向的运动，使其准确地实现预定的轨迹 $y = y(x)$ （“R”字形）。试说明该机构中的凸轮 A 和凸轮 B 的轮廓线设计的方法和步骤。

答：设计这种机构时，应首先根据所要求的轨迹 $y = y(x)$ ，算出两个凸轮的推杆位移与凸轮转角的关系 $x = x(\varphi_A)$ 及 $y = y(\varphi_B)$ ，如图（b）所示，然后就可按一般凸轮机构的设计方法分别设计出两凸轮的轮廓曲线。



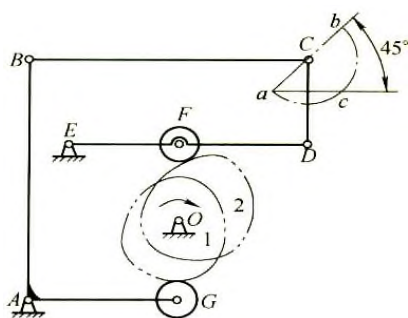
题 9-2 解答图 联动凸轮机构

9-3 在图示的凸轮—连杆组合机构中（尺寸和位置如图所示），拟使 C 点的运动轨迹为图示为 abca 曲线。试说明该机构中的凸轮 1 和凸轮 2 的轮廓线设计的方法和步骤。

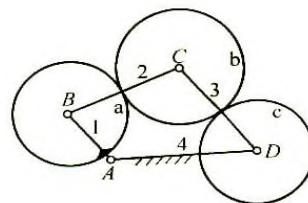
答：首先应根据所要求的轨迹算出两个凸轮的推杆位移与凸轮转角的关系，然后就可按一般凸轮的设计方法分别设计出两凸轮的轮廓曲线。

9-4 在图示的齿轮—连杆组合机构中，齿轮 a 与曲柄 1 固联，齿轮 b 和 c 分别活套在轴 C 和 D 上，试证明齿轮 c 的角速度 ω_c 与曲柄 1、连杆 2、摇杆 3 的角速度 ω_1 、 ω_2 、 ω_3 之间的关系为

$$\omega_c = \omega_3(r_b + r_c)/r_c - \omega_2(r_a + r_b)/r_c + \omega_1 r_a/r_c$$



题 9-3 图



题 9-4 图

证明：1) 由 b-c-3 组成的行星轮系中有

$$\frac{\omega_b - \omega_3}{\omega_c - \omega_3} = -\frac{r_c}{r_b}$$

得 $\omega_c = \omega_3(r_b + r_c)/r_c - \omega_b r_b / r_c$ (1)

2) 由 a-b-2 组成的行星轮系中有

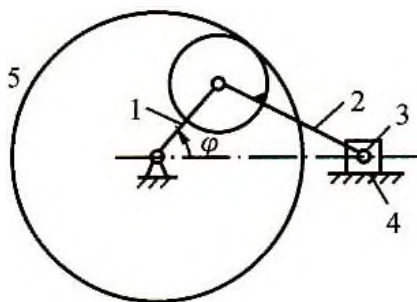
$$\frac{\omega_b - \omega_2}{\omega_a - \omega_2} = \frac{\omega_b - \omega_2}{\omega_1 - \omega_2} - \frac{r_a}{r_b} \quad (\text{因为 } \omega_a = \omega_1)$$

得 $\omega_b = \omega_2(r_a + r_b)/r_b - \omega_1 r_a / r_b$ (2)

3) 联立式 (1)、(2)，可得

$$\omega_c = \omega_3(r_b + r_c)/r_c - \omega_2(r_a + r_b)/r_c + \omega_1 r_a / r_c$$

9-5 在图示的机构中，曲柄 1 为主动件，内齿轮 5 为输出构件。已知齿轮 2, 5 的齿数为分别为 z_2 、 z_5 ，曲柄长度为 l_1 ，连杆长度为 l_2 。试写出输出构件齿轮 5 的角速度与主动件曲柄 1 的角速度之间的关系。



题 9-5 图

答：1) 对由 1-2-3-4 组成的机构进行运动分析有

$$l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = 0$$

得 $\varphi_2 = \arcsin(-l_1 \sin \varphi_1 / l_2)$, $\omega_2 = -\frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2} \omega_1$ (1)

2) 由 1-2-5 组成的行星轮系中有

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_5 - \omega_1} = \frac{z_5}{z_2}$$

得 $\omega_5 = (\omega_1 z_5 - \omega_1 z_2 + \omega_2 z_2) / z_5$ (2)

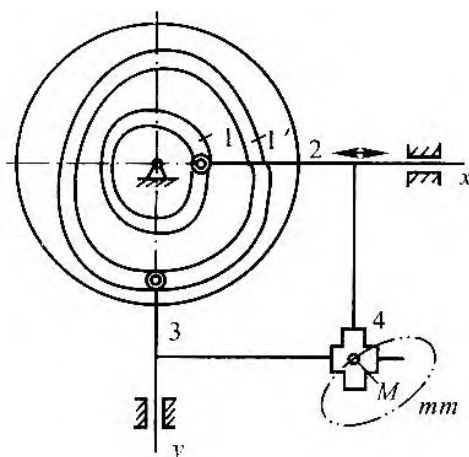
3) 联立式 (1)、(2), 可得

$$\omega_5 = \omega_1 \left[1 - \left(1 + \frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2} \right) \frac{z_2}{z_5} \right] \omega_1$$

式中 $\varphi_2 = \arcsin(-l_1 \sin \varphi_1 / l_2)$ 。

答: $\omega_5 = \left[1 - \left(1 + \frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2} \right) \frac{z_2}{z_5} \right] \omega_1$, 式中 $\varphi_2 = \arcsin(-l_1 \sin \varphi_1 / l_2)$ 。

9-6 图示刻字、成形机构为一凸轮—连杆机构, 试分析该组合机构的组合方式, 并指出其基础机构和附加机构。若工作要求从动件上点 M 实现给定的运动轨迹 mm , 试设计该组合机构。



题 9-6 图

分析: 构件 4 上 M 点的运动轨迹实际上是两凸轮机构推杆运动的合成, 根据机构组合方式的定义, 应属于并联式组合。设计该机构的关键是凸轮廓线的设计。解决的方法是将 M 点的运动分解为两推杆的单独运动。

它是由自由度为 2 的四杆四移动副机构(由构件 2, 3, 4 和机架组成, 称为十字滑块机构)作为基础机构, 两个自由度为 1 的凸轮机构(分别由槽凸轮 1 和杆件 2、槽凸轮 1' 和杆件 3 及机架组成)作为附加机构, 经并联组合而形成的凸轮—连杆组合机构。槽凸轮 1 和 1' 固结在同一转轴上, 它们是一个构件。当凸轮转动时, 其上的曲线凹槽 1, 1' 将通过滚子推动从动杆 2 和 3 分别在 X 和 Y 方向上移动, 从而使与杆 2 和杆 3 组成移动副的十字滑块 4 上的 M 点描绘出一条复杂的轨迹。

解 该组合机构是由两个直动滚子推杆盘形凸轮机构和自由度为 2 的四杆四移动副机构组合而成。其中, 四杆四移动副机构为基础机构, 两个自由度为 1 的凸轮机构为附加机构。机构的组合方式为并联式组合。

这类组合机构的设计思路如下：首先根据结构空间及要求实现的从动件运动轨迹的范围，确定基础机构的尺寸及凸轮转动中心的位置；然后根据从动件的运动轨迹，求出杆 2 及杆 3 的运动规律；最后根据求出的运动规律，设计两个凸轮的廓线。具体设计步骤如下：

(1) 根据生产工艺要求和运动规律，拟定出 M 点描绘给定轨迹 mm 的运行路线，如题 9-6 解答图中箭头方向所示。然后根据工作要求和轨迹各段的变化情况，不均匀地标出 0, 1, 2, ... 各分点。

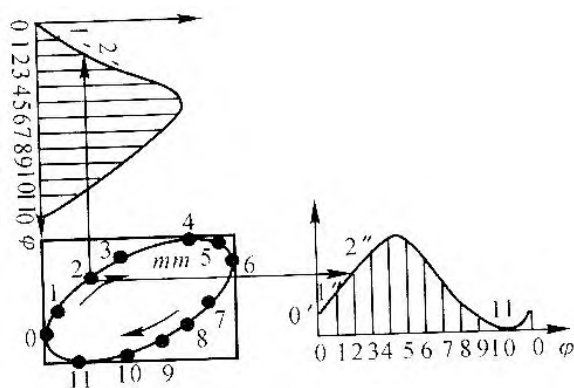
(2) 作直角坐标系 $xO\varphi$ 和 $yO\varphi$ 。坐标 x, y 分别代表两凸轮从动件的位移，坐标 φ 代表凸轮转角。将凸轮转动一周的转角 2π 分为 n 等分，等分数应等于轨迹 mm 上的分点数。

(3) 由轨迹 mm 上各分点分别作 Ox 和 Oy 垂线，再由两个坐标轴线的相应分点分别作其本身的垂线，两组垂线分别相交于点 $0', 1', 2', \dots$ 和 $0'', 1'', 2'', \dots$ 。

(4) 用光滑曲线分别连接上述两组交点，即得两凸轮从动件的位移线图 $x = x(\varphi)$ 和 $y = y(\varphi)$ 。

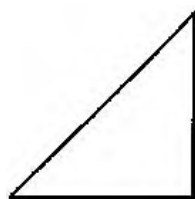
(5) 根据位移线图，利用反转法原理绘制两个凸轮的理论廓线，而槽凸轮的实际廓线，即为一系列滚子圆的内、外包络线。

注：从动件复杂的运动轨迹采用凸轮—连杆机构来实现较为简单方便。



题 9-6 解答图

9-7 试提出一机械传动系统传动方案，使机构中某构件实现如图所示的轨迹。



题 9-7 图

分析 所要求的轨迹较为特殊,若用简单机构时难以实现的,而用凸轮—连杆机构来实现从动件复杂的运动轨迹较为简单方便。

解 提出机构原理图如解答图所示。

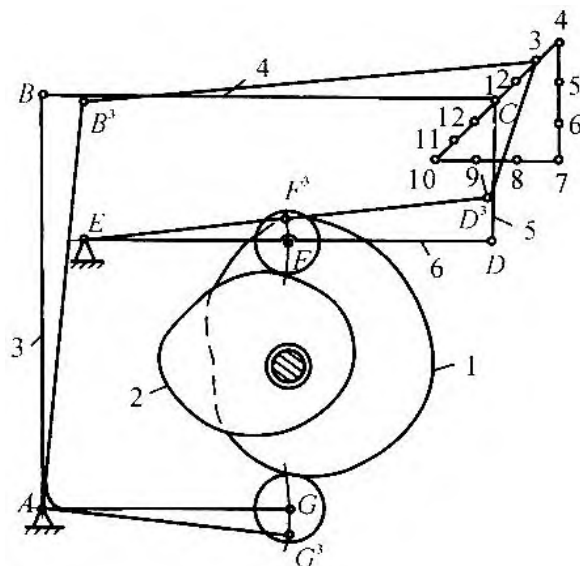
设计时,连杆机构的尺寸可按动点移动范围大小和结构需要选取。基本机构决定之后,就可以根据给定的动点运动轨迹画凸轮轮廓,其主要过程如下:

(1) 沿着给定的轨迹,循着一定的运动方向,标出许多点(通常要 12 个以上)。如果对点的运动速度有所要求,则在点的分布上加以考虑。例如某段轨迹要求匀速运动,则使点之间距离近似均等;要求加速运动,则点的分布应由密渐稀等。

(2) 将基本机构的 C 点沿轨迹逐点移动,求得 3, 6 杆上 B, D 点在其圆弧轨迹上的对应位置以及 F, G 点在各自圆弧轨迹线上的对应位置。这实际上就确定了摆杆 3, 6 各自的运动规律(图上以第三点为例,求出 F^3 , G^3)。

(3) 分别画 1, 2 凸轮的轮廓曲线。把基圆按轨迹上分点数目等分,然后按滚子摆动推杆凸轮机构的设计方法画 B 轮轮廓曲线。

注 这里只是简单给个例子,事实上设计要经过大量的调查、分析、比较等一系列过程才能设计出较为可行的方案。



题 9-7 解答图

思考题及练习题解答

1 机械正反行程的效率是否相同？其自锁条件是否相同？原因何在？

答：机械通常可以有正行程和反行程，它们的机械效率一般并不相等。其自锁条件不相同，一般来说，正行程不自锁，而反行程可以自锁也可以不自锁。因为一个具有自锁性的机械，只是在满足自锁条件的驱动力的作用下，在一定运动方向上产生自锁，而在其它运动方向上则不一定自锁。而正反行程力的方向不同。

2 当作用在转动副中轴颈上的外力为一单力，并分别作用在其摩擦圆之内、之外或相切时，轴颈将作何种运动？当作用在转动副中轴颈上的外力为一力偶矩时，也会发生自锁吗？

答：（1）当外力作用在摩擦圆之内时，因外力对轴颈中心的力矩始终小于它本身所引起的最大摩擦力矩，因此出现自锁现象；当外力作用在摩擦圆之外时，因外力对轴颈中心的力矩大于它本身所引起的摩擦力矩，故轴颈将加速运动；当外力与其摩擦圆相切时，因外力对轴颈中心的力矩等于它本身所引起的摩擦力矩，故轴颈处于临界状态，将作等速运动（当轴颈原来是转动的）或静止不动（当轴颈原来是静止的）。

（2）当作用在转动副中轴颈上的外力为一力偶矩时，若该力偶矩小于它本身所引起的摩擦力矩，也会发生自锁。

3 眼镜用小螺钉（ $M1 \times 0.25$ ）与其他尺寸螺钉（例如 $M1 \times 1.25$ ）相比，为什么更容易发生自动松脱现象（螺纹中径=螺纹大径- $0.65 \times$ 螺距）？

答： $M1 \times 0.25$ 螺钉的螺纹中径 $d_2 = (1 - 0.65 \times 0.25)mm = 0.8375mm$

$$\text{螺纹升角 } \alpha = \arctan \frac{p}{d_2} = \arctan \frac{0.25}{0.8375} = 5.43$$

$M1 \times 1.25$ 螺钉的螺纹中径 $d_2' = (8 - 0.65 \times 1.25)mm = 7.1875mm$

$$\text{螺纹升角 } \alpha' = \arctan \frac{p}{d_2'} = \arctan \frac{1.25}{7.1875} = 3.17 < \alpha$$

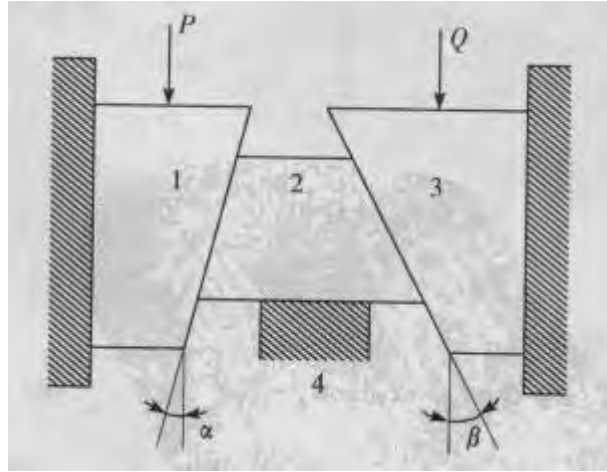
综合螺旋副的自锁条件可知，眼镜用小螺钉较其它尺寸螺钉更容易发生自动松脱现象。

4 通过对串联机组及并联机组的效率计算，对设计机械传动系统有何启示？

答：通过对串联机组及并联机组的效率计算，我们希望尽可能提高串联机组中任意机器的效率，减少串联机器的数目；在并联机组部分，着重提高传递功率大的传动线路的效率。

5 对于图示四杆机构，设 P 为主动力， Q 为工作阻力，各移动副处的摩擦角为 ϕ ，各活动构件的质量忽略不计。

- （1）试建立 P 与 Q 之间的关系；
- （2）求正、反行程的效率；
- （3）正行程不自锁而反行程自锁时 α 、 β 的取值范围；
- （4）如果 $\alpha < 2\phi$ 且 $\beta > 90^\circ - 2\phi$ ，则正行程是否自锁？为什么？



题 5-5 图

解：（1）在机构上画出总运动副反力的方向，再画出各活动构件力封闭矢量三角形，三个三角形相邻布置。如图 5-5 解所示。

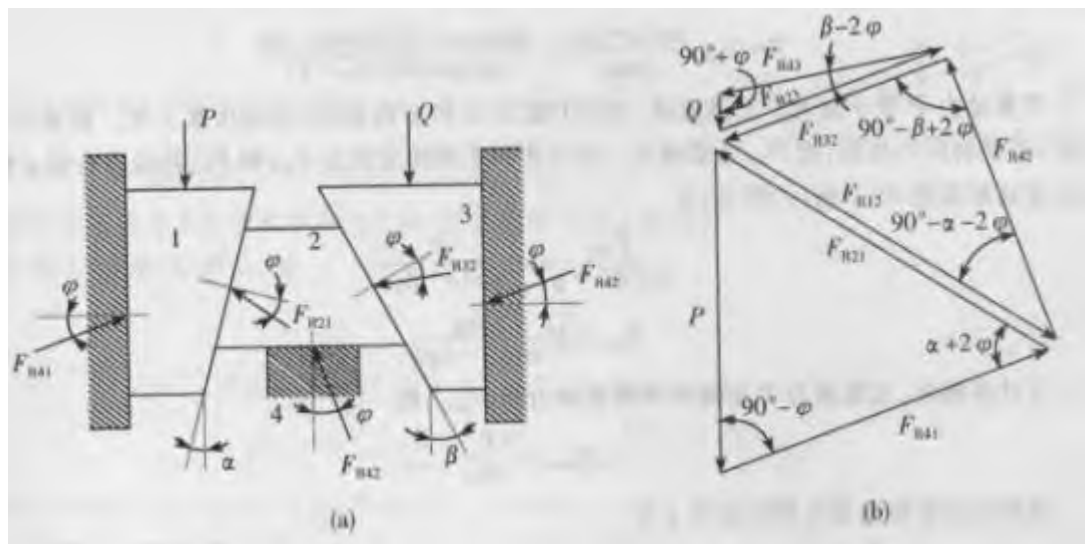


图 5-5 解

取滑块 1 为分离体，有

$$P + F_{R41} + F_{R21} = 0$$

由正弦定律可得：

$$P = F_{R21} \frac{\sin(\alpha + 2\varphi)}{\cos \varphi} \quad (a)$$

取滑块 2 为分离体，有

$$F_{R12} + F_{R32} + F_{R42} = 0$$

由正弦定律可得：

$$F_{R12} = F_{R32} \frac{\cos(\beta - 2\varphi)}{\cos(\alpha + 2\varphi)} \quad (b)$$

取滑块 3 为分离体，有

$$F_{R23} + F_{R43} + Q = 0$$

由正弦定律可得：

$$F_{R23} = Q \frac{\cos \varphi}{\sin(\beta - 2\varphi)} \quad (c)$$

联立式(a)、 (b)、 (c)可解得

$$P = Q \tan(\alpha + 2\varphi) \cot(\beta - 2\varphi) \quad (d)$$

(2) 正行程效率

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\tan \alpha \cot \beta}{\tan(\alpha + 2\varphi) \cot(\beta - 2\varphi)} \quad (e)$$

反行程效率：反行程时 Q 为驱动力，因运动副总反力方向变了，需把 φ 换成 $(-\varphi)$ ，仍然可用正行程力关系来计算，因此，由式 (d) 可得

$$Q = \frac{P}{\tan(\alpha - 2\varphi) \cot(\beta - 2\varphi)} \quad (f)$$

$$\eta' = \frac{\tan(\alpha - 2\varphi) \cot(\beta + 2\varphi)}{\tan \alpha \cot \beta} \quad (g)$$

(3)正行程不自锁时， $\eta > 0$ ，由式 (e) 可得

$$\alpha < 90^\circ - 2\varphi$$

或

$$\beta > 2\varphi$$

反行程自锁时， $\eta' < 0$ ，由式 (g) 可得

$$\alpha < 2\varphi$$

或

$$\beta > 90^\circ - 2\varphi$$

因为通常情况下， $2\varphi < 90^\circ - 2\varphi$ ，所以要使正行程不自锁、反行程自锁， α 、 β 的取值范围应是

$$\alpha < 2\varphi, \text{ 或 } \beta > 90^\circ - 2\varphi$$

(4) 由 (3) 知 $\alpha < 2\varphi$ 或 $\beta > 90^\circ - 2\varphi$ 时，反行程自锁；当 $\alpha < 2\varphi$ 且 $\beta > 90^\circ - 2\varphi$ 时均满足时，机构反行程仍然自锁，这里不能负负得正。进一步细分析如下：

1) 由式 (a) 可得反行程时 $P = F_{R21} \frac{\sin(\alpha - 2\varphi)}{\cos(-\varphi)}$ ，滑块 1 的驱动力为 F_{R21} ，滑块 1 的效率

$$\eta'_1 = \frac{F_{R210}}{F_{R21}} = \frac{\sin(\alpha - 2\varphi)}{\sin \alpha \cos(-\varphi)}$$

当 $\alpha < 2\varphi$ 时, $\eta'_1 < 0$, 滑块 1 自锁, 整个机构自锁。

2) 由式 (b) 可得反行程时 $F_{R12} = F_{R32} \frac{\cos(\beta + 2\varphi)}{\cos(\alpha - 2\varphi)}$, 滑块 2 的驱动力为 F_{R32} , 滑块 2 的效率

$$\eta'_2 = \frac{F_{R320}}{F_{R32}} = \frac{\cos \alpha \cos(\beta + 2\beta)}{\cos \beta \cos(\alpha - 2\varphi)}$$

当 $\beta > 90 - 2\varphi$ 时, $\beta + 2\varphi > 90$, $\cos(\beta + 2\varphi) < 0$, 则 $\eta'_2 < 0$, 滑块 2 自锁, 整个机构自锁。

3) 由式 (c) 可得反行程时 $F_{R23} = Q \frac{\cos(-\varphi)}{\sin(\beta + 2\varphi)}$, 滑块 3 的驱动力为 Q , 滑块 3 的效率

$$\eta'_3 = \frac{Q_0}{Q} = \frac{\sin \beta \cos(-\varphi)}{\sin(\beta + 2\varphi)}$$

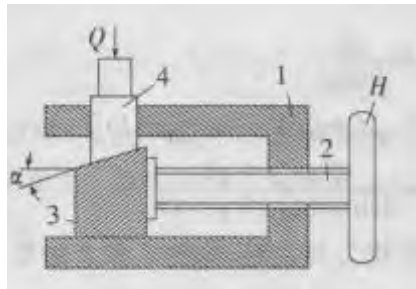
无论 β 取何值, η'_3 均大于零, 所以滑块 3 不会自锁。

综上所述, 滑块 3 不会自锁。当 $\alpha < 2\varphi$ 时, 滑块 1 自锁; 当 $\beta > 90 - 2\varphi$ 时, 滑块 2 自锁,

当 $\alpha < 2\varphi$ 且 $\beta > 90 - 2\varphi$ 时滑块 1、2 同时自锁。这三种情况都会导致整个机构自锁。

由 (3) 知 $\beta < 2\varphi$ 或 $\alpha > 90 - 2\varphi$, 正行程自锁。当 $\beta < 2\varphi$ 且 $\alpha > 90 - 2\varphi$ 均满足时, 机构正行程有两个活动构件同是自锁, 机构正行程自锁。

6 图示螺旋顶升机构中, 转动手轮 H, 通过方牙螺杆 2 使楔块 3 向左移动, 提升滑块 4 上的重物 Q。已知: $Q=20\text{kN}$, 楔块倾角 $\alpha=15^\circ$, 各接触面间的摩擦系数 $f=0.15$, 方牙螺杆 2 的螺距为 6mm , 是双头螺杆, 螺纹中径 $d_2=25\text{mm}$, 不计凸缘处 (螺杆 2 与楔块 3 之间) 摩擦, 求提升重物 Q 时, 需要加在手轮上的力矩和该机构的效率。



题 5-6 图

解：（1）摩擦角： $\varphi = \arctan 0.15 = 8.53$

螺旋副螺纹升角： $\lambda = \arctan \frac{2l}{\pi d_2} = \arctan \frac{2 \times 6}{\pi \times 25} = 8.687$

取 $\mu_p = 1 \text{ kN/mm}$ 画构件 4、3、2 的力矢量多边形，如图 5-6 解（a）、（b）、（c）所示，则有

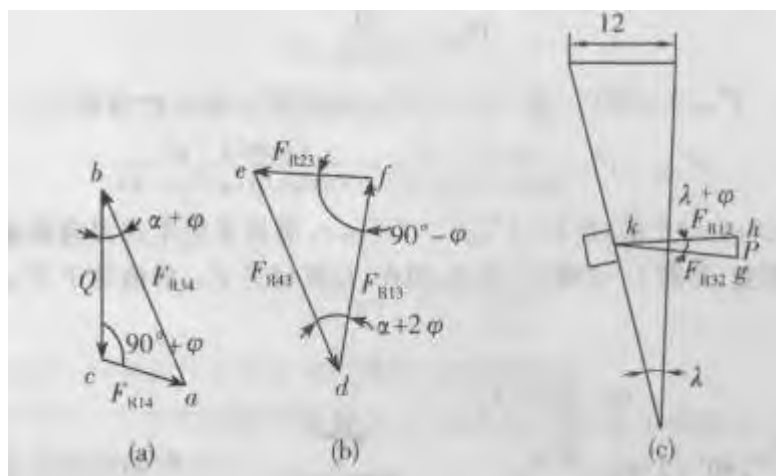


图 5-6 解

$$F_{R34} + F_{R14} + Q = 0, \quad F_{R23} + F_{R43} + F_{R13} = 0, \quad F_{R32} + F_{R12} + P = 0$$

求得

$$F_{R34} = F_{R43} = \mu_p \cdot \overline{ab} \approx 25 \text{ kN}, \quad F_{R23} = F_{R32} = \mu_p \cdot \overline{fe} = 14 \text{ kN}, \quad P = \mu_p \cdot \overline{gh} = 5 \text{ kN}$$

$$\text{故 } M = P \frac{d_2}{2} = 5 \times 10^3 \times \frac{0.025}{2} \text{ N} \cdot \text{m} = 62.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

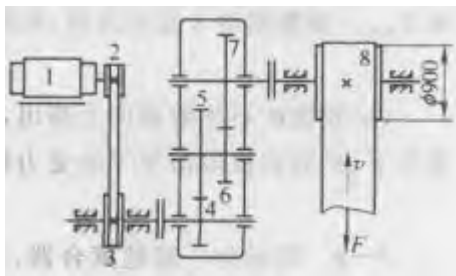
$$(2) \quad \eta_2 = \frac{P_0}{P} = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \varphi)}$$

$$\eta_4 = \frac{F_{R340}}{F_{R34}} = \frac{Q / \cos \alpha}{Q \cos \varphi / \cos(\alpha + 2\varphi)} = \frac{\cos(\alpha + 2\varphi)}{\cos \alpha \cos \varphi}$$

$$\eta_3 = \frac{F_{R230}}{F_{R23}} = \frac{F_{R43} \sin \alpha}{F_{R43} \sin(\alpha + 2\varphi) / \sin(90^\circ - \varphi)} = \frac{\sin \alpha \cos \varphi}{\sin(\alpha + 2\varphi)}$$

$$\mu = \eta_2 \eta_3 \eta_4 = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \varphi)} \cot(\alpha + 2\varphi) \tan \alpha = 0.211$$

7 图示为带式输送机，由电动机 1 经平带传动及一个两级齿轮减速器带动输送带 8。设已知输送带 8 所需的曳引力 F 为 5500N，运送速度 V 为 1.2m/s。平带传动（包括轴承）的效率 $\eta_1=0.95$ ，每对齿轮（包括其轴承）的效率 $\eta_2=0.97$ ，输送带 8 的效 $\eta_3=0.92$ （包括其支承和联轴器）。试求该机组总效率和所需电动机功率。



题 5-7 图

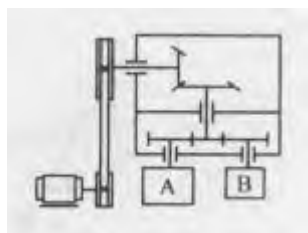
解：（1）该系统的总效率

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_2 \eta_3 = 0.95 \times 0.97^2 \times 0.92 = 0.82$$

（2）计算电动机所需的功率

$$P_d = \frac{Fv}{\eta} = \frac{5500 \times 1.2}{0.82} W = 8048.8W$$

8 如图所示，电动机通过带传动及圆锥、圆柱齿轮传动带动工作机 A 和 B。设每对齿轮的效率 $\eta_1=0.97$ （包括轴承的效率在内），带传动的效率 $\eta_2=0.92$ ，工作机 A、B 的功率分别为 $P_A=5Kw$ 、 $P_B=1Kw$ ，效率分别为 $\eta_A=0.8$ 、 $\eta_B=0.5$ ，试求电动机所需的功率。



题 5-8 图

解：由题中已知条件可得

$$P_{rA} = \frac{P_A}{\eta_A} = \frac{500}{0.8} W = 6250W$$

$$P_{rB} = \frac{P_B}{\eta_b} = \frac{1000}{0.5} W = 2000W$$

则

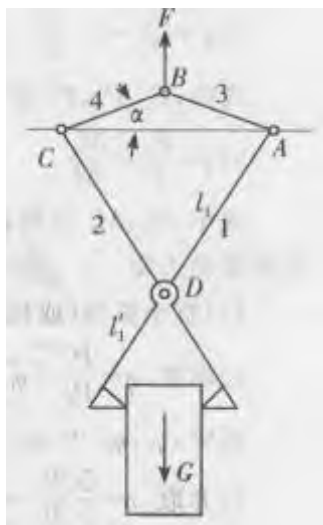
$$P_{dA} = \frac{P_{rA}}{\eta} = \frac{P_{rA}}{\eta_2 \eta_1 \eta_1} = \frac{6250}{0.92 \times 0.97^2} = 7220.2W$$

$$P_{dB} = \frac{P_{rB}}{\eta} = \frac{P_{rB}}{\eta_2 \eta_1 \eta_1} = \frac{2000}{0.92 \times 0.97^2} W = 2310.5W$$

故电动机所需的功率

$$P = P_{dA} + P_{dB} = (7220.2 + 2310.5)W = 9530.7W$$

9 图示为一钢链抓取器，求其能抓取钢锭的自锁条件。设抓取器与钢锭之间的摩擦系数为 f ，忽略各转动副之间的摩擦及抓取器各构件的自重。



题 5-9 图

解：设抓取器与钢锭之间的正压力为 F_N ，摩擦力为 F_f ，要钢锭不滑脱，需满足

$$2F_f \geq G, F_f = fF_N \quad (\text{a})$$

由构件 1 的力平衡条件，作用于其上的力对 D 点取矩，有

$$F_N l'_1 = F_{R31} l_1 \cos \alpha \quad (\text{b})$$

由 B 点的平衡条件有

$$2F_{R13} \sin \alpha = F = G \quad (\text{c})$$

联立式 (a)、(b)、(c) 可解得

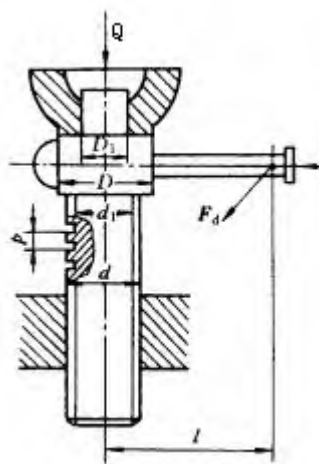
$$\alpha \leq \arctan\left(\frac{l_1}{l'_1} f\right)$$

此即为该抓取器的自锁条件。

10 如图所示的矩形螺纹千斤顶，已知螺纹的大径 $d=24\text{mm}$ ，小径 $d_1=20\text{mm}$ ，导程 $l=4\text{mm}$ ；顶头环形摩擦面的外径 $D=50\text{mm}$ ，内径 $d_0=42\text{mm}$ ，手柄长度 $L=300\text{mm}$ ，所有摩擦面的摩擦系数均为 $f=0.1$ 。试求：

(1) 该千斤顶的效率；

(2) 若作用在手柄上的驱动力 $F_d=100\text{N}$ ，求千斤顶所能举起的重量 Q 。



题 5-10 图

解：（1）求千斤顶的效率

工作时在矩形螺纹和顶头底面处发生摩擦。顶头底面处的摩擦是轴端环形面摩擦，可按非跑合状态来考虑，此时的摩擦力矩为

$$M' = \frac{1}{3} f Q \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} = \frac{1}{3} \times 0.1 Q \frac{50^3 - 42^3}{50^2 - 42^2} = 2.036 Q (N \cdot mm)$$

螺纹中径 d_2 为 $d_2 = (d + d_1)/2 = (24 + 20)/2 mm = 22 mm$

螺纹升角 α 为 $\alpha = \arctan[l/(\pi d_2)] = \arctan[4/(22\pi)] = 3.312$

摩擦角 φ 为 $\varphi = \arctan f = \arctan 0.1 = 5.711$

螺纹工作面的摩擦力矩为

$$M'' = Q \frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \varphi) = Q \frac{22}{2} \tan(3.312 + 5.711) = 1.747 Q (N \cdot mm)$$

所以考虑摩擦时，所需的驱动力矩为

$$M = M' + M'' = 4.053 Q (N \cdot mm)$$

不考虑摩擦时，顶头底面处的摩擦力矩为零，而矩形螺纹处理想的驱动力矩 M_0 可根据 M'' 的计算公式，令 $\varphi = 0$ ，得

$$M_0 = Q \frac{d_2}{2} \tan \alpha = Q \frac{22}{2} \tan 3.312 = 0.6366 Q (N \cdot mm)$$

因此，该千斤顶的效率为

$$\eta = \frac{M_0}{M} = \frac{0.6366 Q}{4.053 Q} = 15.7\%$$

(2)如果 $F=100N$ ，求举起的重量 Q

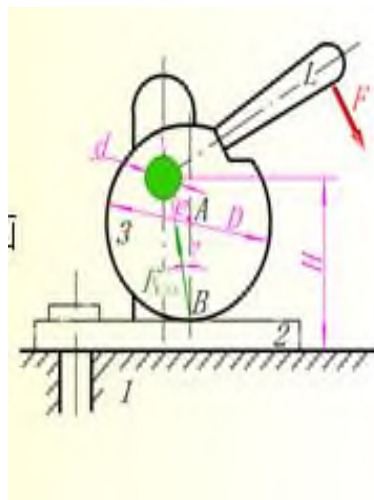
由于考虑摩擦时的驱动力矩为 $M = 4.053Q(N \cdot mm)$ ，力臂 $L=300mm$ ，而 $M = F \cdot L$ ，因此有

$$4.053Q = 100 \times 300N$$

即

$$Q = \frac{100 \times 300}{4.053} N = 7402 N$$

11 如图所示的偏心夹具中，设已知夹具中心高 $H=100mm$ ，偏心盘外径 $D=120mm$ ，偏心距 $e=15mm$ ，轴颈摩擦圆半径 $\rho=5mm$ ，摩擦系数 $f=0.15$ 。求所能加持的工件的最大、最小厚度 h_{max} 和 h_{min} 。



题 5-11 图

解：要偏心夹具反行程自锁，总反力 F_{R23} 应穿过摩擦圆，即应满足条件

$$s - s_1 \leq \rho \quad (a)$$

由直角三角形 $\triangle ABC$ 及 $\triangle OAE$ 有

$$s_1 = \overline{AC} = (D \sin \varphi) / 2 \quad (b)$$

$$s = \overline{OE} = e \sin(\delta - \varphi) \quad (c)$$

由式 (b)，(c) 得

$$0 \leq e \sin(\delta - \varphi) - (D \sin \varphi) / 2 \leq \rho \quad (d)$$

$$\varphi = \arctan f = 8.531$$

将式 (d) 代入式 (a) 得

$$0 \leq \sin(\delta - \varphi) \leq 0.9267$$

$$\delta \leq 76.4564 \quad (e)$$

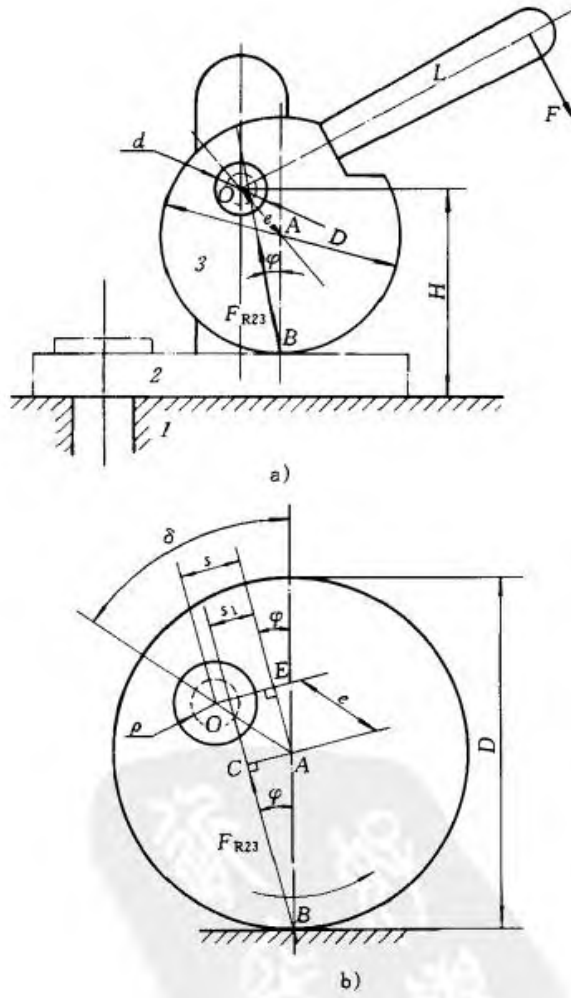
$$\cos \delta = \frac{H - h - D/2}{e} = \frac{40 - h}{15} \quad (f)$$

将式 (e) 代入式(f)得

$$25\text{mm} \leq h \leq 36.49\text{mm}$$

即

$$h_{\min} = 25\text{mm}, h_{\max} = 36.49\text{mm}$$



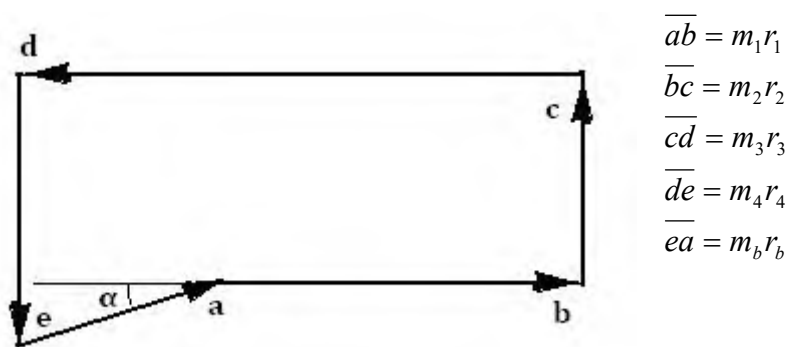
习题解答：

第 8 题、

解：盘形转子的平衡方程为：

$$m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_4 r_4 = 0$$

则取 $\mu_F = \frac{1400}{70} = 20 \text{ kg} \cdot \text{mm} / \text{mm}$ ，画矢量多边形，



由向量多边形量得 $ae = 20.6 \text{ mm}$ ， $\alpha = 14^\circ$ ，

$$\text{所以 } m_b r_b = ae \times \mu_F = 20.6 \times 20 = 412 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\text{则 } m_b = \frac{m_b r_b}{r_b} = \frac{412}{200} = 2.06 \text{ kg}$$

解析法计算：

$$ae = \sqrt{(\overline{cd} - \overline{ab})^2 + (\overline{de} - \overline{bc})^2} = \sqrt{20^2 + 5^2} = 20.6 \text{ mm}$$

$$\alpha = \text{tg}^{-1} \frac{5}{20} = 14^\circ$$

第 9 题：

解：设在 $r=50\text{mm}$ 处应加的配重质量为 m ，方位角为 θ 。

$$mr \cos \theta + \sum m_i r_i \cos \theta_i = 0$$

$$mr \sin \theta + \sum m_i r_i \sin \theta_i = 0$$

$$mr = \sqrt{(\sum m_i r_i \cos \theta_i)^2 + (\sum m_i r_i \sin \theta_i)^2}$$

代入已知数据计算得

$$mr = 227.8 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$m = \frac{227.8 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{50 \text{ mm}} = 4.55 \text{ kg}$$

$$\theta_b = \arctan \left[\frac{\sum (-m_i r_i \sin \theta_i)}{\sum (-m_i r_i \cos \theta_i)} \right] = \arctan \left[\frac{-240 \sin 60^\circ - 160 \sin 150^\circ - 120 \sin 225^\circ}{-240 \cos 60^\circ - 160 \cos 150^\circ - 120 \cos 225^\circ} \right] = \arctan \left[\frac{-203}{103.4} \right] = 297^\circ$$

第 10 题:

解: (1)、根据平行力的合成与分解原理, 将各偏心质量 m_1 、 m_2 、 m_3 、 m_4 向 I 平面和 II 平面进行分解。

在平面 I 内

$$m'_1 = m_1 = 1kg$$

$$m'_2 = m_2 \frac{l_{23} + l_{34}}{l_{12} + l_{23} + l_{34}} = 0.5 \times \frac{400}{600} = 0.333kg$$

$$m'_3 = m_3 \frac{l_{34}}{l_{12} + l_{23} + l_{34}} = 1.8 \times \frac{200}{600} = 0.6kg$$

$$m'_4 = 0kg$$

在平面 II 内

$$m''_1 = 0kg$$

$$m''_2 = m_2 \frac{l_{12}}{l_{12} + l_{23} + l_{34}} = 0.5 \times \frac{200}{600} = 0.167kg$$

$$m''_3 = m_3 \frac{l_{12} + l_{34}}{l_{12} + l_{23} + l_{34}} = 1.8 \times \frac{400}{600} = 1.2kg$$

$$m''_4 = m_4 = 1.5kg$$

(2)、确定平衡平面 I 和 II 内各偏心质量的方向角

$$\theta'_1 = \theta''_1 = 120^\circ \quad \theta'_2 = \theta''_2 = 240^\circ$$

$$\theta'_3 = \theta''_3 = 300^\circ \quad \theta'_4 = \theta''_4 = 30^\circ$$

(3)、计算平衡平面 I 和 II 内, 平衡质量的质径积的大小及方向角

$$\begin{aligned} m'_b r'_b &= \sqrt{(\sum m'_i r_i \cos \theta'_i)^2 + (\sum m'_i r_i \sin \theta'_i)^2} \\ &= \sqrt{(-190)^2 + (155.88)^2} = 245.8kg \cdot mm \end{aligned}$$

$$\theta'_b = \arctan \left[\frac{\sum (-m'_i r_i \sin \theta'_i)}{\sum (-m'_i r_i \cos \theta'_i)} \right] = \arctan \left(\frac{-155.88}{190} \right) = -39.35^\circ$$

$$m_b''r_b'' = \sqrt{(\sum m_i''r_i \cos \theta_i'')^2 + (\sum m_i''r_i \sin \theta_i'')^2}$$

$$= \sqrt{(484.65)^2 + (-176.23)^2} = 515.696 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\theta_b'' = \arctan \left[\frac{\sum (-m_i''r_i \sin \theta_i'')}{\sum (-m_i''r_i \cos \theta_i'')} \right] = \arctan \left(\frac{176.23}{-484.65} \right) = -19.18^\circ$$

(4)、确定平衡质量 m_b' 及 m_b''

$$m_b' = \frac{m_b'r_b'}{r_b} = \frac{245.8}{400} = 614.5 \text{ g}$$

$$m_b'' = \frac{m_b''r_b''}{r_b} = \frac{515.696}{400} = 1.289 \text{ kg}$$

第 11 题、

解：(1)、根据平行力的合成与分解原理，将各偏心质量 m_1 、 m_2 、 m_3 向 I 平面和 II 平面进行分解。

在平面 I 内

$$m_1' = \frac{350}{1500} \times 1 = 0.233 \text{ kg}$$

$$m_2' = \frac{150}{1500} \times 3 = 0.3 \text{ kg}$$

$$m_3' = \frac{1500-150}{1500} \times 4 = 3.6 \text{ kg}$$

在平面 II 内

$$m_1'' = \frac{1500 + 350}{1500} \times 1 = 1.233 \text{ kg}$$

$$m_2'' = \frac{1350}{1500} \times 3 = 2.7 \text{ kg}$$

$$m_3'' = \frac{150}{1500} \times 4 = 0.4 \text{ kg}$$

(2)、确定平衡平面 I 和 II 内各偏心质量的方向角

$$\theta_1' = -\theta_1'' = 270^\circ \quad \theta_2' = \theta_2'' = 90^\circ$$

$$\theta'_3 = \theta''_3 = 315^\circ$$

(3)、计算平衡平面 I 和 II 内，平衡质量的质径积的大小及方向角

$$m'_b r'_b = \sqrt{(\sum m'_i r_i \cos \theta'_i)^2 + (\sum m'_i r_i \sin \theta'_i)^2} = 697.8 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\theta'_b = \arctan \left[\frac{\sum (-m'_i r_i \sin \theta'_i)}{\sum (-m'_i r_i \cos \theta'_i)} \right] = \arctan \left(\frac{477.29}{-509} \right) = 43.16^\circ$$

$$m''_b r''_b = \sqrt{(\sum m''_i r_i \cos \theta''_i)^2 + (\sum m''_i r_i \sin \theta''_i)^2} = 1058 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\theta''_b = \arctan \left[\frac{\sum (-m''_i r_i \sin \theta''_i)}{\sum (-m''_i r_i \cos \theta''_i)} \right] = \arctan \left(\frac{-1056.65}{-56.56} \right) = -19.18^\circ$$

(4)、确定平衡平面 I 和 II 上的平衡质量 m'_b 及 m''_b 的大小

$$m'_b = \frac{m'_b r'_b}{r_b} = \frac{697.8}{400} = 1.74 \text{ kg}$$

$$m''_b = \frac{m''_b r''_b}{r_b} = \frac{1058}{400} = 2.65 \text{ kg}$$

第 12 题、

答：（a）静平衡设计；（b）静平衡设计；（c）动平衡设计；

第 13 题、

解：
$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 314.159 \text{ rad} / \text{s}$$

质心平面的许用偏心距为

$$[r] = 6.3 \times \frac{1000}{\omega} = 20 \mu \text{m}$$

许用质径积为
$$m[e] = 100 \times 0.02 = 2 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

I 平面的许用质径积为：
$$m[e] \frac{b}{a+b} = 2 \times \frac{300}{200+300} = 1.2 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

II 平面的许用质径积为：
$$m[e] \frac{b}{a+b} = 2 \times \frac{200}{200+300} = 0.8 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

第 14 题、

解：为了使该机构惯性力完全平衡，既可采用质量静替代法,也可采用对称机构平衡法。

现在，我们采用质量静替代法，通过在两连架杆 BA 和 CD 延长线上各加一个平衡质量使其达到完全平衡。

$$m_{1A} = \frac{l_{BS_1}}{l_{AB}} m_1 = \frac{100 - 40}{100} \times 1 = 0.6 \text{ kg}$$

$$m_{1B} = \frac{l_{AS_1}}{l_{AB}} m_1 = \frac{40}{100} \times 1 = 0.4 \text{ kg}$$

$$m_{2B} = \frac{l_{CS_2}}{l_{BC}} m_2 = \frac{400 - 200}{400} \times 2 = 1 \text{ kg}$$

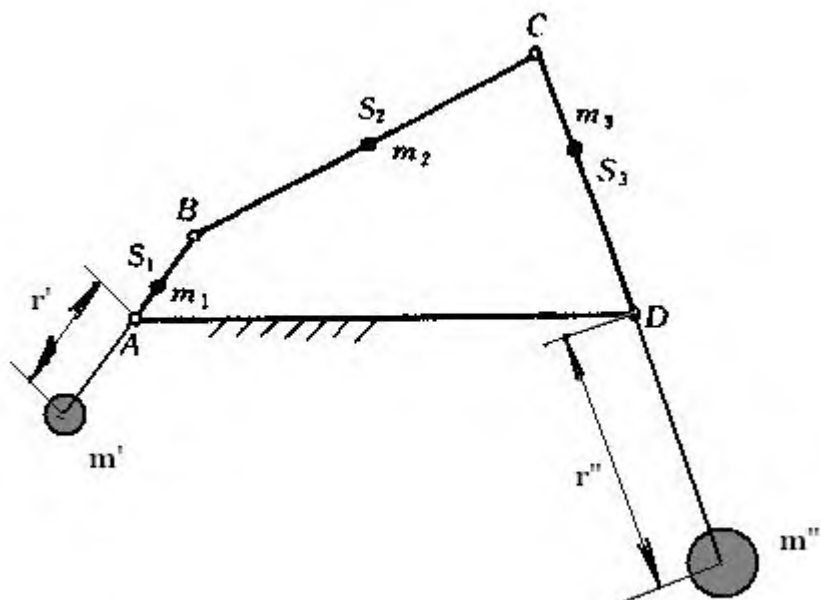
$$m_{2C} = \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}} m_2 = \frac{200}{400} \times 2 = 1 \text{ kg}$$

$$m_{3C} = \frac{l_{DS_3}}{l_{CD}} m_3 = \frac{300 - 100}{300} \times 1.8 = 1.2 \text{ kg}$$

$$m_{3D} = \frac{l_{CS_3}}{l_{CD}} m_3 = \frac{100}{300} \times 1.8 = 0.6 \text{ kg}$$

$$m_B = m_{1B} + m_{2B} = 0.4 + 1 = 1.4 \text{ kg}$$

$$m_C = m_{2C} + m_{3C} = 1 + 1.2 = 2.2 \text{ kg}$$



为平衡 m_B 所引起的惯性力，应有

$$m' r' = m_B l_{AB}$$

$$\text{假设 } r' = 100\text{mm}, \quad m' = \frac{m_B l_{AB}}{r'} = \frac{1.4 \times 100}{100} = 1.4\text{kg}$$

为平衡 m_C 所引起的惯性力，应有

$$m'' r'' = m_C l_{CD}$$

$$\text{假设 } r'' = 300\text{mm}, \quad m'' = \frac{m_C l_{CD}}{r''} = \frac{2.2 \times 300}{300} = 2.2\text{kg}$$

第 14 题、

答：（1）如曲柄 AB 处于低转速状态下工作，且 C 处质量较小时应采取加平衡质量进行完全平衡设计。

（2）如曲柄 AB 处于较高转速状态下工作，且 C 处质量较大时，采用附加平衡质量进行部分平衡设计为佳。

（3）还可采用对称布置法来使机构达到完全平衡。

第 15 题、

答：（1）m 应加于曲柄 AB 的反向延长线上。

$$(2) \quad m_{1B} = \frac{l_{AS_1}}{l_{AB}} m_1 = \frac{70}{100} \times 10 = 7\text{kg}$$

$$m_{2B} = \frac{l_{CS_2}}{l_{BC}} m_2 = \frac{300}{500} \times 50 = 30\text{kg}$$

$$m_B = m_{1B} + m_{2B} = 7 + 30 = 37\text{kg}$$

$$m' l_{AC'} = m_B l_{AB}$$

$$m' = \frac{m_B l_{AB}}{l_{AC'}} = \frac{37 \times 100}{100} = 37\text{kg}$$

$$m_{2C} = \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}} m_2 = \frac{200}{500} \times 50 = 20\text{kg}$$

$$m_C = m_{2C} + m_3 = 20 + 120 = 140\text{kg}$$

$$m'' = \frac{(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}) m_C l_{AB}}{l_{AC'}} = \frac{(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}) \times 140 \times 100}{100} = 47 \sim 70\text{kg}$$

$$m = m' + m'' = 84 \sim 107\text{kg}$$

（3）此时只能平衡掉一部分机构的惯性力。