

【最新卓越**管理方案** 您可**自由编辑**】

(机械制造行业) 机械原
理(西工大第七版)习题选
解

2020年4月

多年的企业咨询顾问经验, 经过实战验证可以落地执行的卓越管理方案, 值得您下载拥有!

机械原理习题选解

武秀东

2007年6月

教材：

普通高等教育“十五”国家级规划教材

机械原理

(第七版)

西北工业大学机械原理及机械零件教研室编

孙桓陈作模葛文杰主编

高等教育出版社

本教材第四版曾获全国第二届高等学校优秀教材优秀奖

本教材第五版曾获教育部科技进步奖二等奖

第二章机构的结构分析

2-11. 图示为一简易冲床的初拟设计方案。设计者的思路是：动力由齿轮 1 输入，使轴 A 连续回转；而固装在轴 A 上的凸轮 2 与杠杆 3 组成的凸轮机构使冲头 4 上下运动，以达到冲压的目的。试绘出其机构运动简图（各尺寸由图上量取），分析是否能实现设计意图，并提出修改方案（要求用机构示意图表示出来）。

解

(1) 分析：绘制机构运动简图

沿着运动传递的路线，根据各个活动构件参与构成运动副的情况（两构件组成的运动副的类型，取决于两构件之间的相对运动关系），确定表示各个构件的符号，再将各个构件符号连接起来，就得到机构运动简图（或机构示意图）。

构件 2：与机架 5 构成转动副 A；与构件 3 构成凸轮高副。所以构件 2 的符号为图 a)。

构件 3：与构件 2 构成凸轮高副；与机架 5 构成转动副；与机架 4 构成转动副。所以构件 3 的符号为图 b)。

构件 4：与机架 3 构成转动副；与机架 5 构成移动副。所以构件 4 的符号为图 c) 或图 d)。



将这些构件符号依次连接起来，就得到机构运动简图，如题 2-11 答图 a) 或 b) 所示。

机构运动简图，如题 2-11 答图 a) 或 b) 所示。

(2) 分析：是否能实现设计意图

在机构的结构分析中判断该方案是否能实现设计意图，应该从以下两点考虑：

① 机构自由度是否大于零；② 机构原动件的数目是否等于机构自由度的数目。

因此，必须计算该机构的自由度 $F=3n-(2p_L+p_H)=3\times 3-(2\times 4+1)=0$ 。

因为机构的自由度为 $F=3n-(2p_L+p_H)=3\times 3-(2\times 4+1)=0$

可知，该机构不能运动，不能实现设计意图。

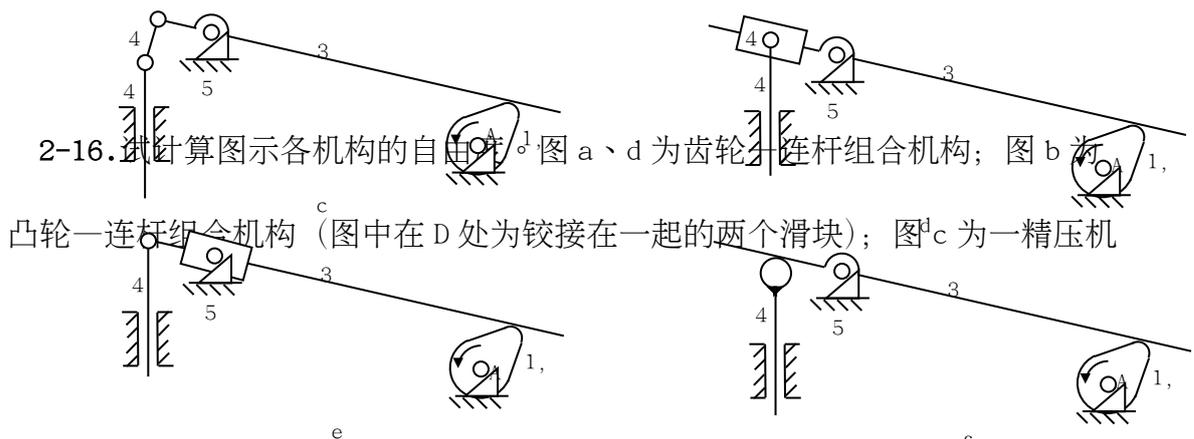
(3) 分析修改方案

因为原动件的数目为 1，所以修改的思路为：将机构的自由度由 0 变为 1。因此，修改方案应有 2 种。

方案 1：给机构增加 1 个构件（增加 3 个独立运动）和 1 个低副（增加 2 个约束），使机构自由度增加 1，即由 0 变为 1。如题 2-11 答图 c)、d)、e) 所示。

方案 2：将机构中的 1 个低副（2 个约束）替换为 1 个高副（1 个约束），使机构中的约束数减少 1 个，从而使机构自由度增加 1，即由 0 变为 1。如题 2-11 答图 f) 所示。

修改方案如题 2-11 答图 c)、d)、e)、f) 所示。



题 2-11 答图

机构。并问在图 d 所示机构中，齿轮 3、5 和齿条 7 与齿轮 5 的啮合高副所提供的约束数目是否相同？为什么？

解

a) 分析：A 为复合铰链，不存在局部自由度和虚约束。

$$F=3n-(2p_L+p_H)=3\times 4-(2\times 5+1)=1$$

$$\text{或 } F=3n-(2p_L+p_H-p')-F'=3\times 4-(2\times 5+1-0)-0=1$$

b) 分析：B、E 为局部自由度。

$$F=3n-(2p_L+p_H)=3\times 5-(2\times 6+2)=1$$

$$\text{或 } F=3n-(2p_L+p_H-p')-F'=3\times 7-(2\times 8+2-0)-2=1$$

注意：该机构在 D 处虽存在轨迹重合的问题，但由于 D 处相铰接的双滑块为一个 II 级杆组，未引入约束，故机构不存在虚约束。如果将相铰接的双滑块改为相固联的十字滑块，则该机构就存在一个虚约束。

c) 分析：该机构存在重复结构部分，故存在虚约束。实际上，从传递运动的独立性来看，有机构 ABCDE 就可以了，而其余部分为重复部分，则引入了虚约束。

$$F=3n-(2p_L+p_H)=3\times 5-(2\times 7+0)=1$$

$$\text{或 } F=3n-(2p_L+p_H-p')-F'=3\times 11-(2\times 17+0-2)-0=1$$

d) 分析：A、B、C 为复合铰链；D 处高副的数目为 2。不存在局部自由度和虚约束。

$$F=3n-(2p_L+p_H)=3\times 6-(2\times 7+3)=1$$

$$\text{或 } F=3n-(2p_L+p_H-p')-F'=3\times 6-(2\times 7+3-0)-0=1$$

齿轮 3 与 5 的中心距受到约束，轮齿两侧齿廓只有一侧接触，另一侧存在间隙，故齿轮高副提供一个约束。

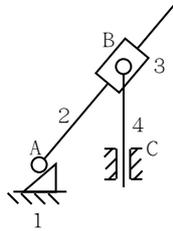
齿条 7 与齿轮 5 的中心距没有受到约束，两齿轮的中心可以彼此靠近，使轮齿两侧齿廓均接触，因轮齿两侧接触点处的法线方向并不重合，故齿轮高副提供两个约束。

第三章平面机构的运动分析

3-3. 试求图示各机构在图示位置时全部瞬心的位置。

解

a)

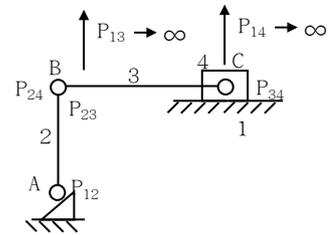


b)

通过运动副直接相联的两构件的瞬心:

P_{12} 在 A 点, P_{23} 在 B 点, P_{34} 在 C 点, P_{14} 在垂直于移动副导路方向的无穷远处。

不通过运动副直接相联的两构件的瞬心位置, 借助三心定理来确定:



a)

对于构件 1、2、3, P_{13} 必在 P_{12} 及 P_{23} 的连线上, 而对于构件 1、4、3, P_{13} 又必在 P_{14} 及 P_{34} 的连线上, 因上述两线平行, 故上述两线的交点在无穷远处, 即为 P_{13} 在垂直于 BC 的无穷远处。

对于构件 2、3、4, P_{24} 必在 P_{23} 及 P_{34} 的连线上, 而对于构件 2、1、4, P_{24} 又必在 P_{12} 及 P_{14} 的连线上, 故上述两线的交点 B 即为瞬心 P_{24} 。

b)

通过运动副直接相联的两构件的瞬心:

P_{12} 在 A 点, P_{23} 在垂直于移动副导路方向的无穷远处, P_{34} 在 B 点, P_{14} 在垂直于移动副导路方向的无穷远处。

不通过运动副直接相联的两构件的瞬心位置，借助三心定理来确定：

对于构件 1、2、3， P_{13} 必在 P_{12} 及 P_{23} 的连线上，而对于构件 1、4、3， P_{13} 又必在 P_{14} 及 P_{34} 的连线上，故上述两线的交点即为 P_{13} 。

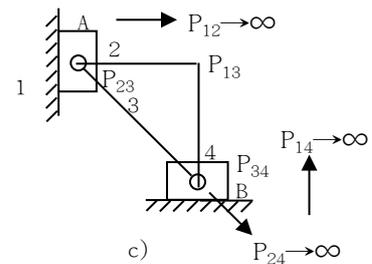
同理，可求得瞬心 P_{24} 。

c)

通过运动副直接相联的两构件的瞬心：

P_{12} 在垂直于移动副导路方向的无穷远处， P_{23} 在 A 点， P_{34} 在 B 点， P_{14} 在垂直于移动副导路方向的无穷远处。

不通过运动副直接相联的两构件的瞬心位置，借助三心定理来确定：



对于构件 1、2、3， P_{13} 必在由 P_{12} 和 P_{23} 确定的直线上，而对于构件 1、4、3， P_{13} 又必在由 P_{14} 和 P_{34} 确定的直线上，故上述两直线的交点即为 P_{13} 。

对于构件 2、3、4， P_{24} 必在由 P_{23} 和 P_{34} 确定的直线上，而对于构件 2、1、4， P_{24} 又必在由 P_{12} 及 P_{14} 确定的直线上（两个无穷远点确定的直线），故上述两线的交点即为 P_{24} ，即 P_{24} 在直线 AB 上的无穷远处。

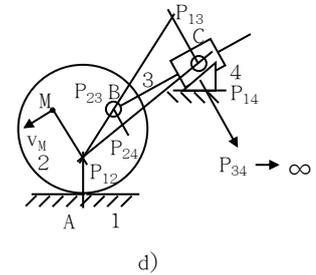
d)

通过运动副直接相联的两构件的瞬心：

P_{12} 必在过 A 点的公法线上，同时 P_{12} 必在垂直于 v_M 的直线上，故上述两线的

交点即为 P_{12} 。 P_{23} 在 B 点。 P_{34} 在垂直于移动副导路方向的无穷远处。 P_{14} 在 C 点。

不通过运动副直接相联的两构件的瞬心位置，借助三心定理来确定：

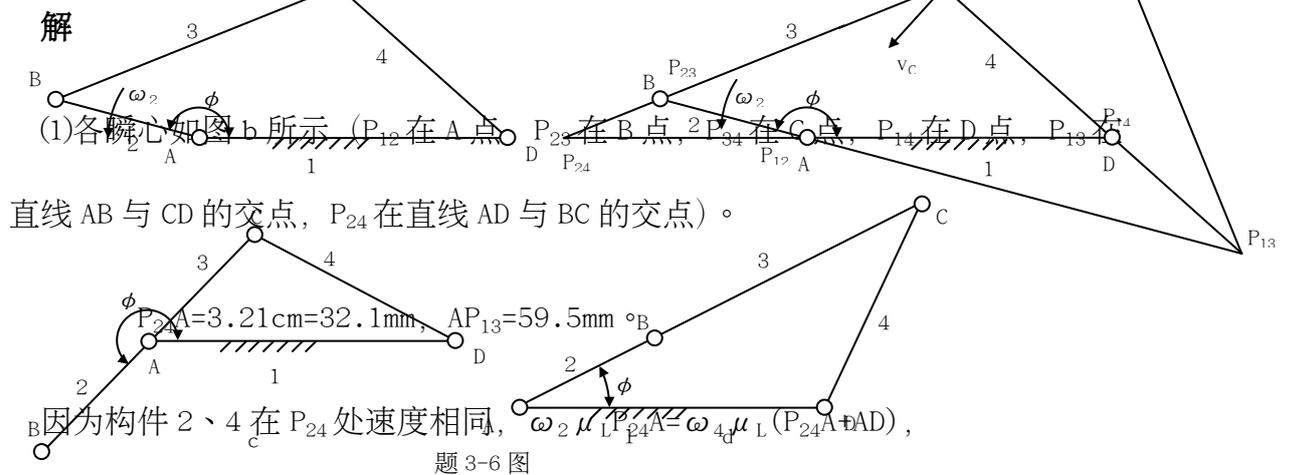


对于构件 1、2、3， P_{13} 必在 P_{12} 及 P_{23} 的连线上，而对于构件 1、4、3， P_{13} 又必在 P_{14} 及 P_{34} 的连线上，故上述两线的交点即为 P_{13} 。

同理，可求得瞬心 P_{24} 。

3-6. 在图示的四杆机构中， $\mu_L=3$ (mm/mm)， $l_{AB}=60$ mm， $l_{CD}=90$ mm， $l_{AD}=l_{BC}=120$ mm， $\omega_2=10$ rad/s， $\phi=165^\circ$ ，试用瞬心法求：

- (1) 点 C 的速度 v_C ；
- (2) 构件 3 的 BC 线上（或其延长线上）速度最小的一点 E 的位置及其速度的大小；
- (3) 当 $v_C=0$ 时， ϕ 角之值（有两个解）。



$$\text{即 } \omega_4 = \omega_2 P_{24}A / (P_{24}A + AD)$$

故 $v_C = \omega_4 l_{CD} = \omega_2 l_{CD} P_{24}A / (P_{24}A + AD) = 90 \times 10 \times 32.1 / (32.1 + 40) = 400.69 \text{ mm/s} = 0.4 \text{ m/s}$

(2) 构件 3 的 BC 线上 (或其延长线上) 速度最小的一点 E, 应该距 P_{13} 最近。如图 b 所示, 过 P_{13} 作直线 BC 的垂线, 垂足就是点 E。 $P_{13}E = 47.5 \text{ mm}$

$$\omega_3 = v_B / [\mu_L (AB + AP_{13})] = \omega_2 l_{AB} / [\mu_L (AB + AP_{13})]$$

$$v_E = \omega_3 \mu_L P_{13}E = \omega_2 l_{AB} P_{13}E / (AB + AP_{13}) = 10 \times 60 \times 47.5 / (20 + 59.5) = 358.49 \text{ mm/s} = 0.$$

358 m/s

(3) 由 $v_C = \omega_4 l_{CD} = \omega_2 l_{CD} P_{24}A / (P_{24}A + AD)$ 可知, 欲使 $v_C = 0$, 必须有 $P_{24}A = 0$, 即直线 BC 通过点 A。此时, 杆 AB 与 BC 重叠或拉直共线。当杆 AB 与 BC 重叠共线时 (图 c), $\phi = 226^\circ$; 当杆 AB 与 BC 拉直共线时 (图 d), $\phi = 27^\circ$ 。

3-12. 在图示各机构中, 设已知各构件的尺寸, 原动件 1 以等角速度 ω_1 顺时针方向转动, 试以图解法求机构在图示位置时构件 3 上点 C 的速度及加速度 (比例尺任选)。

解

(a)

= + = +

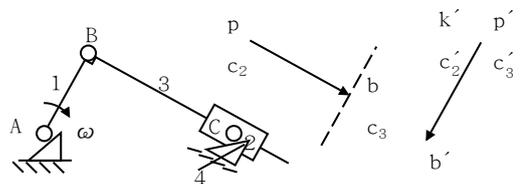
方向 $\parallel BC \perp AB \perp BC$

大小 0? $\omega_1 l_{AB}$?

取 $\mu_v = v_B / \omega_1$, 作速度图。可知:

$$v_{C3} = \mu_v \text{ (方向为矢量)}; v_{C3C2} = \mu_v \text{ (方向为矢量)}; v_{C3B} = \mu_v \underline{\hspace{2cm}} c_3 b = 0,$$

$$\omega_2 = \omega_3 = v_{C3B} / l_{BC} = 0.$$



$$= + + = + +$$

方向 $\parallel BCB \rightarrow A \perp BC$

大小 ω_0 ? $I_{AB} \omega_0$?

取 $= /$, 作加速度图。

可知: 代表, $= 0$ 。

(b)

方法一 $= +$

方向 $\perp BD \perp AB \parallel CD$

大小? $\omega_1 I_{AB}$?

取 $\mu_{v=v_{B2}/}$, 作速度图及速度影像。可知: 代表, $v_{B3}=0$, $v_{C3}=0$; 代表,

$v_{B3B2} = \mu_{v}$; $\omega_3 = \omega_2 = 0$ 。

$$+ = + +$$

方向 $B \rightarrow D \perp BDB \rightarrow A \parallel CD$

大小 ω_0 ? $I_{AB} \omega_0$?

取 $= /$, 作加速度图及加速度影像。可知: 代表, $=$ 。

方法二

$$= + = (+) +$$

方向 $\perp CD$? $\parallel CD \perp AB \perp BC \parallel CD$

大小? ? ? $\omega_1 I_{AB}$? ?

因为 $BC \perp CD$, 所以 $\perp BC$ 和 $\parallel CD$ 一致, 因此可以把和合并成一个矢量, 即

$$= + (+)$$

方向 $\perp CD \perp AB \perp BC$ 或 $\parallel CD$

大小? $\omega_1 I_{AB}$?

取 $\mu_v = v_{B2}/\omega_1$, 作速度图。可知: 代表, $v_{C3}=0$; $\omega_3=\omega_2=0$; 代表 (+)。

$$\text{因} = +$$

方向? $\perp AB \perp BC$

大小? $\omega_1 I_{AB} \omega_2 I_{BC}=0$

继续作速度图, 得 c_2 点 (c_2 与 b_2 重合), 代表, $v_{C3C2} = \mu_v$ 。

$$+ = + + = (+ +) + +$$

方向 $C \rightarrow D \perp CD$? $\parallel CDB \rightarrow AC \rightarrow B \perp BC \parallel CD$

大小 0 ? ? 0 ? $I_{AB} I_{BC}=0$? 0 ?

因为 $BC \perp CD$, 所以 $\perp BC$ 和 $\parallel CD$ 一致, 因此可以把和合并成一个矢量, 即

$$+ = + + + (+)$$

方向 $C \rightarrow D \perp CDB \rightarrow AC \rightarrow B \perp BC$ 或 $\parallel CD$

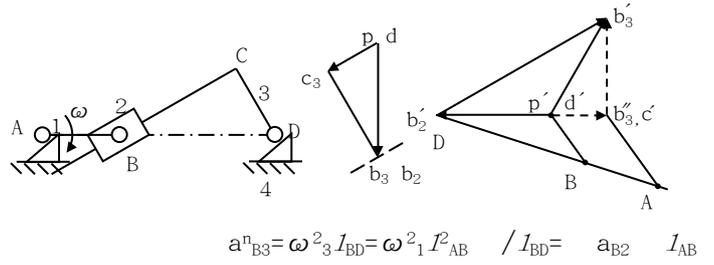
大小 0 ? $I_{AB} I_{BC}=0$?

取 $=/$, 作加速度图。可知: 代表, $=$ 。

(c) = +

方向 $\perp BD \perp AB \parallel BC$

大小? $\omega_1 I_{AB}$?



取 $\mu_v = v_{B2} / \omega_1$, 作速度图及速度影像。可知: 代表, $v_{B3} = \mu_v = \omega_1 I_{AB}$; 代表,

$v_{B3B2} = 0$; $\omega_3 = \omega_2 = v_{B3} / I_{BD} = \omega_1 I_{AB} / I_{BD}$; 代表, $v_{C3} = \mu_v$;

+ = + +

方向 $B \rightarrow D \perp BD \rightarrow A \parallel BC$

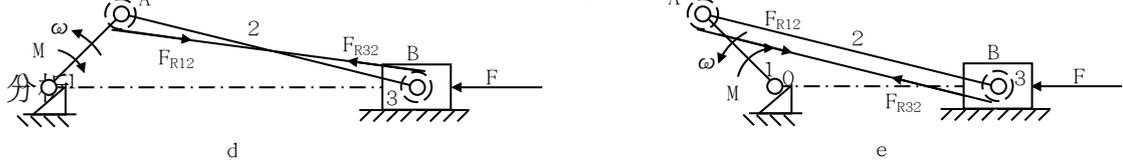
大小 I_{BD} ? I_{AB} ?

取 $\mu_a = a_{B2} / \omega_1^2$, 作加速度图及加速度影像。可知: 代表, $a_{B3} = \mu_a \omega_1^2 I_{AB}^2 / I_{BD}$;

第四章平面机构的力分析

4-13 图示为一曲柄滑块机构的 a)、b)、c) 三个位置， F 为作用在活塞上的力，转动副 A 及 B 上所画的虚线小圆为摩擦圆，试决定在此三个位置时作用在连杆 AB 上的作用力的真实方向（构件重量及惯性力略去不计）。

解作用在连杆 AB 上的作用力的真实方向如题 4-13 答图所示。



因为曲柄 OA 上 M 与 ω 方向相反，所以曲柄 OA 为从动件，滑块为原动件， F 为驱动力， ω 为工作阻力。连杆 AB 为二力构件。

题 4-13 答

在图 a) 中，连杆 AB 受压， F_{R12} 和 F_{R32} 共线，方向向内。 $\angle OAB$ 减小， ω_{21} 为顺时针方向，所以 F_{R12} 切于 A 处摩擦圆下方。 $\angle ABO$ 增大， ω_{23} 为顺时针方向，所以 F_{R32} 切于 B 处摩擦圆上方。故 F_{R12} 和 F_{R32} 作用线应同时切于 A 处摩擦圆的下方和 B 处摩擦圆的上方（如图 d 所示）。

在图 b) 中，连杆 AB 受压， F_{R12} 和 F_{R32} 共线，方向向内。 $\angle OAB$ 减小， ω_{21} 为顺时针方向，所以 F_{R12} 切于 A 处摩擦圆下方。 $\angle ABO$ 减小， ω_{23} 为逆时针方向，所以 F_{R32} 切于 B 处摩擦圆下方。故 F_{R12} 和 F_{R32} 作用线应同时切于 A 处摩擦圆的下方和 B 处摩擦圆的下方（如图 e 所示）。

在图 c) 中，连杆 AB 受拉， F_{R12} 和 F_{R32} 共线，方向向外。 $\angle OAB$ 增大， ω_{21} 为顺时针方向，所以 F_{R12} 切于 A 处摩擦圆上方。 $\angle ABO$ 减小， ω_{23} 为顺时针方向，所以 F_{R32} 切于 B 处摩擦圆下方。故 F_{R12} 和 F_{R32} 作用线应同时切于 A 处摩擦圆的上方和 B 处摩擦圆的下方（如图 f 所示）。

4-14 图示为一摆动推杆盘形凸轮机构，凸轮 1 沿逆时针方向回转， F 为作用在推杆 2 上的外载荷，试确定各运动副中总反力 (F_{R31} 、 F_{R12} 及 F_{R32}) 的方位（不考虑构件的重量及惯性力，图中虚线小圆为摩擦圆，运动副 B 处摩擦角 ϕ 如图所示）。

解各运动副中总反力 (F_{R31} 、 F_{R12} 及 F_{R32}) 的方位如题 4-14 答图所示。

分析

对于原动件凸轮 1， F_{R21} 向下， v_{12} 向左，所以 F_{R21} 应指向右下方且与 v_{12} 成 $(90^\circ + \phi)$ 角。而 F_{R12} 是 F_{R21} 的反作用力，作用线如答图所示。 F_{R31} 与 F_{R21} 平行，大小相等，方向相反，因 ω_1 为逆时针方向，所以 F_{R31} 应切与 A 处摩擦圆左侧，如答图所示。

对于推杆 2，仅受 F 、 F_{R12} 、 F_{R32} 作用，三力应汇交。根据力的平衡关系， F_{R32} 应指向下方。因 ω_{23} 为顺时针方向，所以 F_{R32} 应切于 C 处摩擦圆左侧，如答图所示。

第六章机械的平衡

6-2 动平衡的构件一定是静平衡的，反之亦然，对吗？为什么？在图示的两根曲轴中，设各曲拐的偏心质径积均相等，且各曲拐均在同一轴平面上。试说明两者各处于何种平衡状态？

解 “静平衡的构件一定是动平衡的”这一说法不正确。因为达到静平衡的构件仅满足了静平衡条件，即各偏心质量（包括平衡质量）产生的惯性力的矢量和为零，而这些惯性力所构成的力矩矢量和不一定为零。

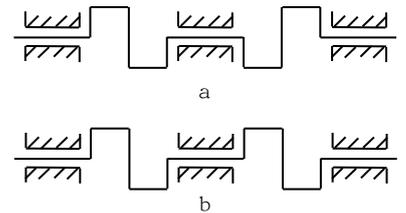


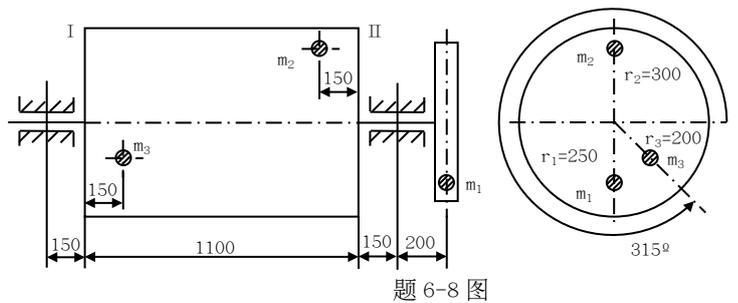
图 a) 中，满足和，所以处于动平衡状态。

题 6-2 图

图 b) 中，仅满足，但，所以处于静平衡状态。

6-8 图示为一滚筒，在轴上装有带轮。现已测知带轮有一偏心质量 $m_1=1\text{kg}$ ；另外，根据该滚筒的结构，知其具有

两个偏心质量 $m_2=3\text{kg}$ ， $m_3=4\text{kg}$ ，各偏心质量的方位如图所示（长度单位为mm）。若将平衡基面选在滚筒的



题 6-8 图

两端面上，两平衡基面中平衡质量

的回转半径均取为 400mm ，试求两平衡质量的大小及方位。若将平衡基面 II 改选在带轮宽度的中截面上，其他条件不变，两平衡质量的大小及方位作何改变？

解：

(1) 平衡基面选在滚筒的两端面上，将偏心质量 m_1 、 m_2 、 m_3 分解到平衡基面

I、II 上

$$m_{1I} = -m_1 (150 + 200) / 1100 = -0.3182 \text{ kg} \quad m_{1II} = m_1 - m_{1I} = 1.3182 \text{ kg}$$

$$m_{2I} = m_2 (150) / 1100 = 0.4091 \text{ kg} \quad m_{2II} = m_2 - m_{2I} = 2.5909 \text{ kg}$$

$$m_{3I} = m_3 (1100 - 150) / 1100 = 3.4545 \text{ kg} \quad m_{3II} = m_3 - m_{3I} = 0.5455 \text{ kg}$$

根据力的平衡条件，分别由 $\sum F_x = 0$ 及 $\sum F_y = 0$ 得

对平衡基面 I 有：

$$\begin{aligned} (m_{b1})_x &= -\sum m_{iI} r_i \cos \alpha_i / r_{b1} = [-m_{1I} r_1 \cos 270^\circ - m_{2I} r_2 \cos 90^\circ - m_{3I} r_3 \cos 315^\circ] \\ &/ r_{b1} \\ &= [-(-0.3182) \times 250 \times \cos 270^\circ - 0.4091 \times 300 \times \cos 90^\circ - 3.4545 \times 200 \times \cos 315^\circ] \\ &/ 400 \\ &= -1.2214 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (m_{b1})_y &= -\sum m_{iI} r_i \sin \alpha_i / r_{b1} = [-m_{1I} r_1 \sin 270^\circ - m_{2I} r_2 \sin 90^\circ - m_{3I} r_3 \sin 315^\circ] \\ &/ r_{b1} \\ &= [-(-0.3182) \times 250 \times \sin 270^\circ - 0.4091 \times 300 \times \sin 90^\circ - 3.4545 \times 200 \times \sin 315^\circ] \\ &/ 400 \\ &= 0.7157 \text{ kg} \end{aligned}$$

故平衡基面 I 上的平衡质量为

$$m_{b1} = [(m_{b1})_x^2 + (m_{b1})_y^2]^{1/2} = [(-1.2214)^2 + (0.7157)^2]^{1/2} = 1.4156 \text{ kg}$$

方位角为

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/398034014114006140>