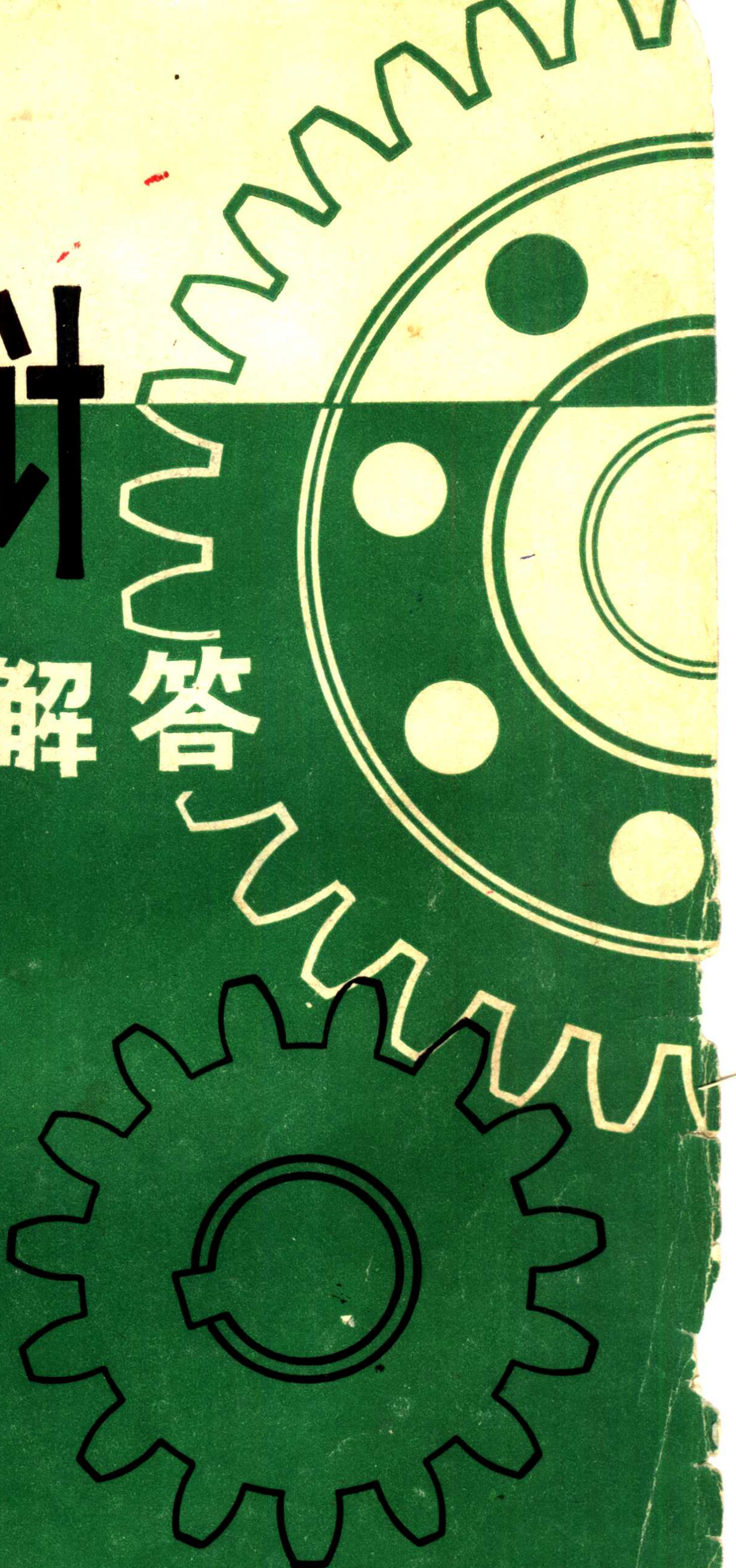
机械设计

习题解答



陕西科学技术出版社

机 械 设 计

习 题 解 答

西北工业大学机械原理
及机械零件教研室编

陕西科学技术出版社

机械设计
题解答

西北工业大学机械原理及机械零件教研室编

陕西科学技术出版社出版

（西安北大街131号）

陕西省新华书店发行西北工业大学印刷厂印刷

开本 787×1092 1/16　印张 6.75　字数 157 000

1981 年 8 月第 1 版　1981 年 8 月第 1 次印刷

印数 1—17,000

统一书号：15202·42　定价：0.74元

编 者 的 话

为了与《机械设计》教材配套，我们汇编了《机械设计习题解答》一书。现将与本书有关的问题作如下说明：

1．本习题解答系根据我们编写的《机械设计》试用教材（人民教育出版社，1979）中所编列的习题进行解答的。因此本习题解答必须与《机械设计》教材配合使用。凡是教材中已有的插图，就直接引用该图号，本习题解答中不再重复；解答时所引用的公式及符号的意义，一般也不再加以说明。

2．由于机械设计本身的特点，有些问题因为所选材料或热处理方法的不同、使用条件或要求的安全程度等不同，显然会得出很多不同的答案。故对这类习题的解答，只能作为解答之一而仅供参考。

3．本习题解答主要供教师参考。对于业余自学的同志或在校的学生希在独立解题完毕后，再与本书给出的解答对照进行研究，以便巩固和提高所学基本知识，

4．本习题解图号编排原则如下：凡教材中有题图的，在习题解中的图号就用分图号接着往下编，例如图 2—17*a*，凡教材中没有题图的，在习题解中的图号就用题号表示，例如题 5—4。

5．由于时间仓促，误漏之处，在所难免，深盼有关院校师生和其他使用本习题解答的同志予以指正。

西北工业大学机械原理及机械零件教研室

1981年3月

目　　录

第二章　机构的组成及其具有确定运动的条件

2—1　图2—16所示为一简易冲床。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组成的凸轮机构将使冲头4上下运动以达到冲压的目的。试绘出其机构运动简图，分析其运动是否确定，并提出修改措施。

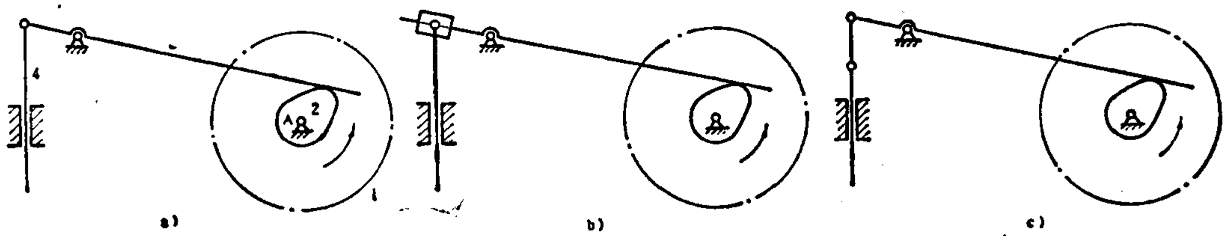


图　2—16

【解】　此简易冲床系由原动件齿轮1和凸轮2、杠杆3、执行构件冲头4和机架所组成。凸轮2与机架构成回转副，凸轮2与杠杆3构成凸轮高副，杠杆3还分别与机架和冲头4构成回转副，冲头4则与机架构成移动副。选定投影面和比例尺，绘出其机构运动简图，如图2—16a所示。

根据此运动简图，由式(2—1)知其自由度数为：

$$W=3n-2P_l-P_h=3\times3-2\times4-1=0$$

可见此简易冲床根本不能运动。为了使其具有确定的运动，可将设计方案修改如图2—16b或c所示。

2—2　图2—17所示，为一加热炉的工件运送机。试绘制其机构运动简图，并计算其自由度数。

【解】　根据绘制机构运动简图的步骤，经过分析后，可绘出其机构运动简图如图2—17a

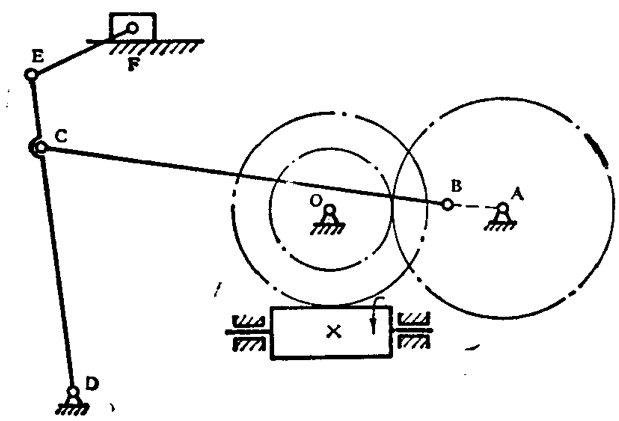


图　2—17a

所示。

而根据此机构运动简图，由式（2—1）知其自由度数为

$$W = 3n - 2P_l - P_h = 3 \times 7 - 2 \times 9 - 2 = 1$$

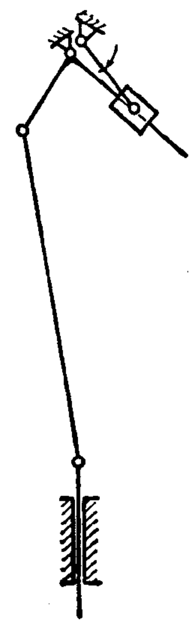


图 2—18a

2—3 图 2—18 所示，亦为一简易冲床。试绘制其机构运动简图，并计算其自由度数。

【解】 根据绘制机构运动简图的步骤，经过分析可绘出其机构运动简图，如图 2—18a 所示。

而根据此机构运动简图，由式（2—1）知其自由度数为

$$W = 3n - 2P_l - P_h = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$$

2—4 图 2—19 所示，为一椭圆规的机构运动简图，其各构件的尺寸关系为 $AB = BC = BD$。试求此机构的自由度数。

【解】 根据题给尺寸关系，在此机构中 AB 上 B 点的轨迹和 CD 上 B 点的轨迹相重合（均为以 A 为圆心，以 AB 为半径的圆），故 AB 杆和 A、B 两个运动副所提供的约束为虚约束。所以，在计算机构的自由度数时，应将 AB 杆及其引入的运动副 A 及 B 除去不计，于是得此机构的自由度数为

$$W = 3n - 2P_l - P_h = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$$

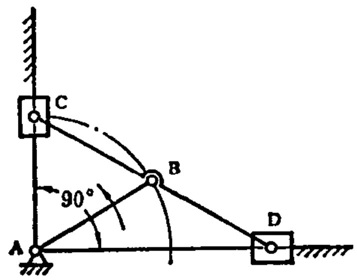


图 2—19a

2—5 图 2—20 所示，为一装订机的机构运动简图。当构件 1 回转时，由于凸轮槽的作用，使构件 2 得到上下往复运动，先将钢丝 3 切断，并压成ㄇ形；然后垫铁 4 退出。而冲头 5 下压，从而完成装订工作，试计算此机构的自由度数，

【解】 由式（2—1）知其自由度数为：

$$W = 3n - 2P_l - P_h = 3 \times 5 - 2 \times 6 - 1 = 2$$

除去凸轮槽中滚子绕其自身轴线回转的局部自由度，得此机构的实际自由度数为 1 。

第三章　机器中的摩擦和机械效率

3—1　一重量为$G=10\mathrm{N}$的滑块，在力P作用下沿斜面等速向上运动（图3—18a），若已知$\alpha=\beta=15°$，移动副间摩擦系数$f=0.1$，试求该斜面机构的机械效率。

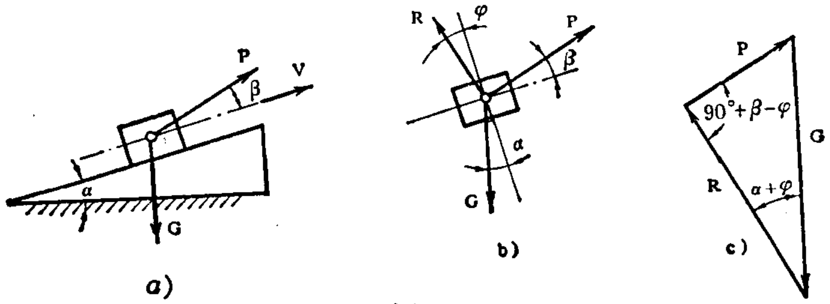


图　3—18

【解】　取滑块为分离体作受力分析（图3—18b），图中R为斜面给滑块的总反作用力，滑块在$\boldsymbol{P}$、$\boldsymbol{G}$、$\boldsymbol{R}$三力作用下平衡，故$\boldsymbol{P}+\boldsymbol{G}+\boldsymbol{R}=0$，该三力应构成一力封闭三角形，如图3—18$c$所示，并由图可得：

$$P=G\frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\beta-\varphi)}$$

式中φ为摩擦角，其值为：

$$\varphi=\operatorname{arctg}f=\operatorname{arctg}0.1\approx5°42'$$

又当不考虑摩擦时得

$$P_0=G\frac{\sin\alpha}{\cos\beta}$$

于是得此斜面机构的机械效率为：

$$\eta=\frac{P_0}{P}=\frac{\sin\alpha\cdot\cos(\beta-\varphi)}{\cos\beta\cdot\sin(\alpha+\varphi)}=\frac{\sin15°\cdot\cos(15°-5°42')}{\cos15°\cdot\sin(15°+5°42')}=74.8\%$$

3—2　在图3—19所示蒸汽机的十字头机构中，若已知蒸汽的总压力$P=100\ \mathrm{N}$，移动副中的摩擦系数$f=0.1$，连杆的瞬时倾角$\alpha=20°$，设不计回转副中的摩擦，试求机构在此位置时连杆所受的压力Q和该机构的机械效率。

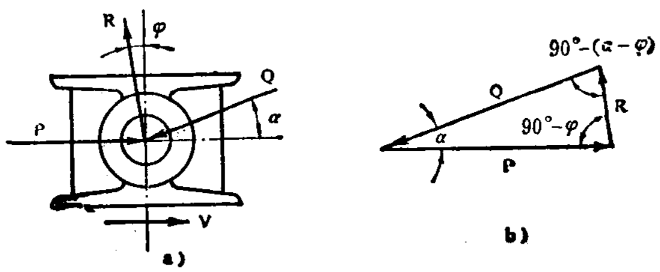


图　3—19

【解】　取十字头为分离体(图3—19a)并作其力封闭三角形如图3—19b所示，其中摩擦角$\varphi=\operatorname{arctg}f=\operatorname{arctg}0.1=5°42'$。

而由该力三角形可得连杆所受的压力：

$$Q=P\frac{\cos\varphi}{\cos(\alpha-\varphi)}=100\frac{\cos 5°42'}{\cos 14°18'}=103\,\mathrm{N}$$

又该机构的效率为：

$$\eta=P_0/P$$

而

$$P=Q\frac{\cos(\alpha-\varphi)}{\cos\varphi}$$

$$P_0=Q\cos\alpha$$

故得十字头机构的机械效率为：

$$\eta=\frac{\cos\alpha\cdot\cos\varphi}{\cos(\alpha-\varphi)}=\frac{\cos 20°\cdot\cos 5°42'}{\cos(20°-5°42')}=96.5\%$$

3—3 如图 3—20 所示为一偏心夹具，1 为夹具体，2 为工件，3 为偏心盘。如已知各部分的尺寸D、d、e、l及角α和运动副中的摩擦系数f，试求此夹具的自锁条件（即当作用在手柄上的力P去掉后，夹具不致自行松脱的条件）。

【解】 如图 3—20a 所示，作出工件 2 对偏心盘 3 的总反力R_{23}及偏心盘 3 与其转轴间的摩擦圆（摩擦圆的半径 $\rho=f\cdot d/2$），则欲使此夹具自锁，R_{23}应通过该摩擦圆。而为此，如图所示，须使

$$S_1\geqslant S-\rho \qquad (1)$$

又如图所示，由 $\triangle AOE$ 应用正弦定律可求得：

$$S=\frac{e}{\cos\varphi}\sin\alpha$$

$$S_2=\frac{e}{\cos\varphi}\cos(\alpha-\varphi)$$

而由 $\triangle BEF$ 可求得：

$$S_1=\left(\frac{D}{2}+S_2\right)\sin\varphi$$

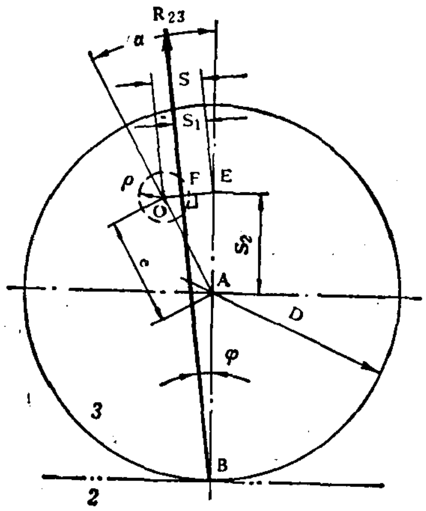


图 3—20a

将S_2代入并化简后得：

$$S_1=\frac{D}{2}\sin\varphi+ef\cos(\alpha-\varphi)$$

最后，将S_1、S及ρ的值代入式 (1) 并化简后得此偏心夹具的自锁条件为：

$$e\leqslant\frac{\sin\varphi(D\cos\varphi+d)}{2[\sin\alpha-f\cos(\alpha-\varphi)\cos\varphi]}$$

与手柄长度l无关。

3—4 图 3—21 所示为焊接用的楔形夹具。利用这个夹具，把两块要焊接的工件 1 及 1′ 预先夹妥，以便焊接。图中 2 为夹具体，3 为楔块。如已知各接触面间的摩擦系数均为f，试确定此夹具的自锁条件（即当夹紧后，楔块 3 不会自动松脱出来

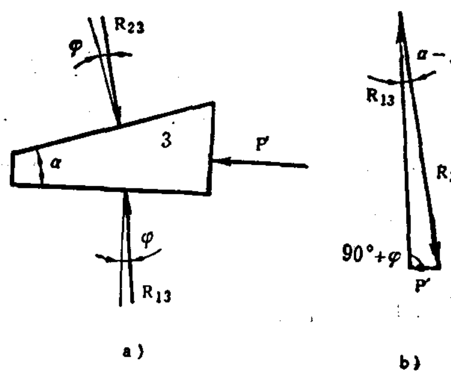


图 3—21

的条件）。

【解】 如图3—21a所示，取楔块3为分离体，并作出其所受的总反力R_{13}、R_{23}及支持力P'。其中R_{13}、R_{23}分别为工件1（和1′）及夹具体2作用于楔块3上的总反力。

根据力平衡的条件，力R_{13}、R_{23}及P'将构成一力封闭三角形，如图3—21b所示。确定出此力三角形的各个顶角后，则根据正弦定律得：

$$\frac{P'}{\sin(\alpha-2\varphi)}=\frac{R_{23}}{\cos\varphi}$$

或

$$R_{23}=P'\frac{\cos\varphi}{\sin(\alpha-2\varphi)}$$

式中α为楔块3的楔角。

令上式中的$\varphi=0$，则得

$$(R_{23})_0=\frac{P'}{\sin\alpha}$$

于是得此机构反行程的机械效率为：

$$\eta'=\frac{(R_{23})_0}{R_{23}}=\frac{\sin(\alpha-2\varphi)}{\cos\varphi\sin\alpha}$$

再令$\eta'\leqslant0$，即可求得此机构的自锁条件为：

$$\alpha\leqslant2\varphi$$

3—5 图3—22所示为一皮带运输机。由电动机1经过皮带传动及一个两级齿轮减速器带动运输带8。设已知运输带8所须的曳引力$P=5500\text{N}$，运输带的运送速度$v=1.2\text{ m/s}$，皮带传动（包括其轴承）的效率$\eta_1=0.95$，每对齿轮（包括其轴承）的效率$\eta_2=0.97$，运输带的机械效率$\eta_3=0.92$，试求该传动系统的总效率η及电动机所需的功率$N(\text{kW})$。

【解】

$$\eta=\eta_1\cdot\eta_2^2\cdot\eta_3=0.95\times(0.97)^2\times0.92$$
$$=0.82=82\%$$

$$N=\frac{P\cdot v}{\eta}=\frac{5500\times1.2}{0.82}=8048.8\text{N}\cdot\text{m/s}\approx8.05\text{kW}$$

第五章　机械零件的强度计算

5—1　一机械零件所受应力状态为：$\sigma_1 = 14\ \text{kN/cm}^2$；$\sigma_2 = -10.5\ \text{kN/cm}^2$；$\sigma_3 = 0$。若材料的屈服极限 $\sigma_S = 42\ \text{kN/cm}^2$，试按 a)最大主应力理论；b)最大剪应力理论；c)最大形变能理论分别求出零件的计算安全系数 n_{ca}。

【解】　据表 5—1 中式 (5—1a)，(5—2a) 及 (5—3a) 求计算应力 σ_{ca}，然后求出安全系数。现材料为塑性材料（有不算高的屈服极限），故原则上不适于采用最大主应力理论，因而在此予以计算，只是进行比较而巳。

1．据最大主应力理论（第一强度理论）

$$\sigma_{ca} = \sigma_1 = 14\ \text{kN/cm}^2\text{，故}$$

$$n_{ca} = \frac{\sigma_S}{\sigma_{ca}} = \frac{42}{14} = 3$$

2．据最大剪应力理论（第三强度理论），由于这个零件中的最小应力为 σ_2，即 $\sigma_1 > \sigma_3 > \sigma_2$，故

$$\sigma_{ca} = \sigma_1 - \sigma_2 = 14 - (-10.5) = 24.5\ \text{kN/cm}^2$$

$$n_{ac} = \frac{\sigma_S}{\sigma_{ca}} = \frac{42}{24.5} = 1.71$$

3．据最大形变能理论（第四强度理论）

$$\sigma_{ca} = \left\{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$= \left\{\frac{1}{2}[(14 + 10.5)^2 + (-10.5 - 0)^2 + (0 - 14)^2]\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$= 21.3\ \text{kN/cm}^2$$

$$n_{ca} = \frac{\sigma_S}{\sigma_{ca}} = \frac{42}{21.3} = 1.97$$

从解题结果看出，按第三及第四强度理论求出的 n_{ca} 值相差不大，但按第一强度理论求出之值则有较大的差别。

5—2　某钢材的屈服极限 $\sigma_S = 28\ \text{kN/cm}^2$，试按第一、第三及第四强度理论，根据以下数据求计算安全系数 n_{ca}。

a）$\sigma_x = 7\ \text{kN/cm}^2$，$\sigma_y = -2.8\ \text{kN/cm}^2$，$\tau_{xy} = 0$；

b）$\sigma_x = -1.4\ \text{kN/cm}^2$，$\sigma_y = -5.6\ \text{kN/cm}^2$，

$\tau_{xy} = 2.8\ \text{kN/cm}^2$。

【解】

1．按 a 组数据计算。此时 $\tau_{xy} = 0$，故此 σ_x 及 σ_y 即为二主应力。现仍按一般平面应力

状态的公式计算。

1）据第一强度理论，式(5—1b)

$$\sigma_{ca}=\frac{\sigma_x+\sigma_y}{2}+\left[\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2+\tau_{xy}^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=\frac{7-2.8}{2}+\left[\left(\frac{7+2.8}{2}\right)^2+0^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=7\ \mathrm{kN/cm^2}$$

$$n_{ca}=\frac{\sigma_S}{\sigma_{ca}}=\frac{28}{7}=4$$

2）据第三强度理论，式(5—2b)

$$\sigma_{ca}=[(\sigma_x-\sigma_y)^2+4\tau_{xy}^2]^{\frac{1}{2}}=[(7+2.8)^2+4\times0^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$=9.8\ \mathrm{kN/cm^2}$$

$$n_{ac}=\frac{\sigma_S}{\sigma_{ca}}=\frac{28}{9.8}=2.86$$

3）据第四强度理论，式(5—3b)

$$\sigma_{ca}=\left\{\left(\frac{\sigma_x+\sigma_y}{2}\right)^2+3\left[\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2+\tau_{xy}^2\right]\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$=\left\{\left(\frac{7-2.8}{2}\right)^2+3\left[\left(\frac{7+2.8}{2}\right)^2+0^2\right]\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$=8.74\ \mathrm{kN/cm^2}$$

$$n_{ca}=\frac{\sigma_S}{\sigma_{ca}}=\frac{28}{8.74}=3.20$$

2．按 b 组数据计算。在此组数据中，因为 σ_x 及 σ_y 均为负值，即均为压应力，故在计算时可只按其绝对值，而不必顾及它的符号。

1）据第一强度理论，式(5—1b)

$$\sigma_{ca}=\left(\frac{\sigma_x+\sigma_y}{2}\right)+\left[\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2+\tau_{xy}^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=\left(\frac{1.4+5.6}{2}\right)+\left[\left(\frac{1.4-5.6}{2}\right)^2+2.8^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=7\ \mathrm{kN/cm^2}$$

$$n_{ca}=\frac{28}{7}=4$$

2）据第三强度理论，式(5—2b)

$$\sigma_{ca}=[(\sigma_x-\sigma_y)^2+4\tau_{xy}^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$=[(1.4-5.6)^2+4\times2.8^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$=7\ \mathrm{kN/cm^2}$$

$$n_{ca}=\frac{\sigma_S}{\sigma_{ca}}=\frac{28}{7}=4$$

3）据第四强度理论，式(5—3b)

$$\sigma_{ca}=\left\{\left(\frac{\sigma_x+\sigma_y}{2}\right)^2+3\left[\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2+\tau_{xy}^2\right]\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$=\left\{\left(\frac{1.4+5.6}{2}\right)^2+3\left[\left(\frac{1.4-5.6}{2}\right)^2+2.8^2\right]\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$=7\ \mathrm{kN/cm^2}$$

$$n_{ca}=\frac{\sigma_S}{\sigma_{ca}}=\frac{28}{7}=4$$

5—3 材料的对称循环持久疲劳极限 $\sigma_{-1\infty}=18\ \mathrm{kN/cm^2}$，取循环基数 $N_0=5\times10^6$，$m=9$，试求循环次数N分别为7000，25000，620000次时的有限寿命疲劳极限。

【解】 根据式(5—5)：

1．$\sigma_{-1(7000)}=\sigma_{-1\infty}\sqrt[m]{\dfrac{N_0}{7000}}=18\sqrt[9]{\dfrac{5\times10^6}{7000}}=37.36\ \mathrm{kN/cm^2}$

2．$\sigma_{-1(25000)}=18\sqrt[9]{\dfrac{5\times10^6}{25000}}=32.4\ \mathrm{kN/cm^2}$

3．$\sigma_{-1(620000)}=18\sqrt[9]{\dfrac{5\times10^6}{620000}}=22.7\ \mathrm{kN/cm^2}$

5—4 已知材料的机械性能为 $\sigma_S=26\ \mathrm{kN/cm^2}$，$\sigma_{-1}=17\ \mathrm{kN/cm^2}$，$\psi_\sigma=0.2$，试绘制此材料的简化极限应力线图。

【解】 根据式(5—8)：

$$\psi_\sigma=\frac{2\sigma_{-1}-\sigma_0}{\sigma_0}$$

故

$$\sigma_0=\frac{2\sigma_{-1}}{1+\psi_\sigma}=\frac{2\times17}{1+0.2}=28.33\ \mathrm{kN/cm^2}$$

$$\frac{1}{2}\sigma_0=14.17\ \mathrm{kN/cm^2}$$

参考图5—6，简化极限应力线图绘制步骤如下：

1．取 σ_m-σ_a 直角坐标，取比例尺 $k=1\dfrac{\mathrm{mm}}{\mathrm{kN/cm^2}}$

2．OC 之长度：

$$OC=k\sigma_S=1\times26=26\mathrm{mm}$$

3．OD 之长度：

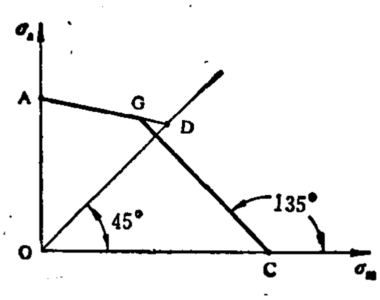
$$OD=k\sqrt{\left(\frac{\sigma_0}{2}\right)^2+\left(\frac{\sigma_0}{2}\right)^2}=1\times\sqrt{2\times14.17^2}=20\mathrm{mm}$$

4．OA 之长度：

$$OA=k\sigma_{-1}=1\times17=17\ \mathrm{mm}$$

5．在线图上标出A、D、C三点；

6．连AD，由C点作与σ_m轴成135°之线与AD交于G；



题 5—4

7. 得简化极限应力线图 AGC，如图所示。

5—5 圆轴轴肩处的尺寸为：
$D=54\ \mathrm{mm}$，$d=45\ \mathrm{mm}$，$r=3\ \mathrm{mm}$，如用题 5—4 中的材料，试绘此零件的简化极限应力线图。

【解】 参考图 5—12 及式（5—26），可知此时之极限应力线图为将题 5—4 的线图中的 AD 线按综合系数 K_σ 之比例向下移即可。

1. 按式（5—25）综合系数为：

$$K_\sigma=\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}+\frac{1}{\beta_\sigma}-1\right)\frac{1}{\beta_q}$$

因题中未给出零件的表面质量及强化方法，可取 $\beta_\sigma=\beta_q=1$，则

$$K_\sigma=\frac{h_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$$

2. 按图 5—9，对 $d=45\ \mathrm{mm}$，$\varepsilon_\sigma\approx0.75$；

3. 按图 5—8，对此材料估计其强度极限 $\sigma_B=48\sim60\ \mathrm{kN/cm^2}$，则此材料之敏性系数 $q_\sigma\approx0.81$（按 $\sigma_B=56\ \mathrm{kN/cm^2}$ 选取）；

4. 按表 5—4 求理论应力集中系数 α_σ

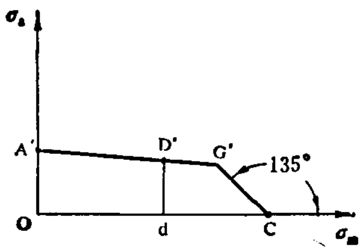
$$\frac{r}{d}=\frac{3}{45}=0.067;\quad \frac{D}{d}=\frac{54}{45}=1.2$$

当
$$\frac{r}{d}=0.04\text{ 时，}\alpha_\sigma=2.09$$

$$\frac{r}{d}=0.10\text{ 时，}\alpha_\sigma=1.62$$

按线性内插法得 $\frac{r}{d}=0.067$ 时：

$$\alpha_\sigma=2.09-\frac{(2.09-1.62)(0.04-0.067)}{0.04-0.10}$$
$$=1.88$$



题 5—5

5. 有效应力集中系数 k_σ 按式（5—20）为：

$$h_\sigma=1+q_\sigma(\alpha_\sigma-1)=1+0.81(1.88-1)=1.71$$

6. 综合系数 K_σ

$$K_\sigma=\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}=\frac{1.71}{0.75}=2.28$$

7. 绘制简化极限应力线图，原 C 点位置不变，A 及 D 点垂直下移至 A' 与 D' 点，而

$$OA'=\frac{OA}{K_\sigma}=\frac{17}{2.28}=7.45\ \mathrm{mm}$$

$$dD'=\frac{k\cdot\sigma_0}{2K_\sigma}=\frac{1\times28.33}{2\times2.28}=6.2\ \mathrm{mm}$$

8. 按以上数据，得极限应力线图 $A'D'G'C$，如图所示。

5—6 上题中危险剖面处的平均应力 $\sigma_m=2\,\mathrm{kN/cm^2}$，应力幅 $\sigma_a=3\,\mathrm{kN/cm^2}$，试分别按 *a*）$r=C$，*b*）$\sigma_m=C$，求出该剖面上的计算安全系数 n_{ca}。

【解】

1．按 $r=C$ 时，据式（5—30）得：

$$n_{ca}=\frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma\sigma_a+\psi_\sigma\sigma_m}=\frac{17}{2.28\times3+0.2\times2}=2.35$$

2．按 $\sigma_m=C$ 时，据式（5—34）得：

$$n_{ca}=\frac{\sigma_{-1}+(K_\sigma-\psi_\sigma)\sigma_m}{K_\sigma(\sigma_m+\sigma_a)}=\frac{17+(2.28-0.2)\times2}{2.28(2+3)}=1.86$$

如只按应力幅求安全系数，则据式（5—35）得：

$$n'_\sigma=\frac{\sigma_{-1}-\psi_\sigma\sigma_m}{K_\sigma\sigma_a}=\frac{17-0.2\times2}{2.28\times3}=2.43$$

第六章 平面连杆机构

6—1 如图6—54所示，设已知四杆机构各构件的长度为 $a=240\ \mathrm{mm}$ 、$b=600\ \mathrm{mm}$、$c=400\ \mathrm{mm}$、$d=500\ \mathrm{mm}$。试问：1.当取杆4为机架时，是否有曲柄存在？哪一杆为曲柄？2.若各杆长度不变，能否以选不同杆为机架的办法获得双曲柄和双摇杆机构？如何获得？

【解】 1. 根据四杆机构有曲柄的条件，今取杆4为机架时，满足 $a+b=840<c+d=900$ 的条件，且最短杆为连架杆，故知取杆4为机架时有曲柄存在，a 杆即为曲柄。

2. 当取杆1作为机架时，则得到双曲柄机构；当选杆3为机架时，则得到双摇杆机构。

6—2 图6—55所示为一转动翼板式油泵，由四个四杆机构组成，试说明它们是何种四杆机构。

【解】 取出一个四杆机构，其机构简图如图6—55a所示，由图中量得各杆长度满足有曲柄存在的条件，且最短杆为机架，故可知为双曲柄机构。所以该转动翼板式油泵是由四个双曲柄机构组成。

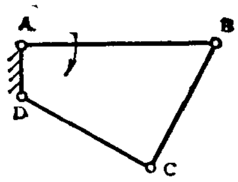


图 6—55a

6—3 在图6—56所示的机构中，设已知各构件的长度 $l_{AD}=85\ \mathrm{mm}$、$l_{AB}=35\ \mathrm{mm}$、$l_{CD}=45\ \mathrm{mm}$、$l_{BC}=50\ \mathrm{mm}$，原动件以等角速度 $\omega=10\ \mathrm{s}^{-1}$ 转动，试求在图示位置时 E 点的速度 v_E 和加速度 a_E。

【解】 以比例尺 $\mu_l=2\ \mathrm{mm/mm}$ 作机构简图（图6—56a）

1. 求 E 点的速度 v_E

首先求 C 点速度 v_c，

$$\boldsymbol{v}_C=\boldsymbol{v}_B+\boldsymbol{v}_{CB}$$

$$v_B=\omega\cdot l_{AB}=10\times0.035=0.35\ \mathrm{m/s}$$

已知 v_C、v_{CB} 的方向，分别与构件 DC 和 BC 垂直，故可用图解法求解。

选速度比例尺 $\mu_v=0.01\dfrac{\mathrm{m/s}}{\mathrm{mm}}$，作速度图如图6—56$b$所示。

$$v_c=\mu_v\cdot pc=0.01\times25=0.25\ \mathrm{m/s}$$

v_E 可用速度影象法求出，以 bc 为底边作 $\triangle cbe$ 与机构图6—56a中 $\triangle CBE$ 相似，则得 pe 代表 v_E：

$$v_E=\mu_v\cdot pe=0.01\times52.5=0.525\ \mathrm{m/s}$$

2. 求 E 点的加速度 a_E

首先求 C 点的加速度 a_c：$\boldsymbol{a}_c=\boldsymbol{a}_B+\boldsymbol{a}_{cB}$

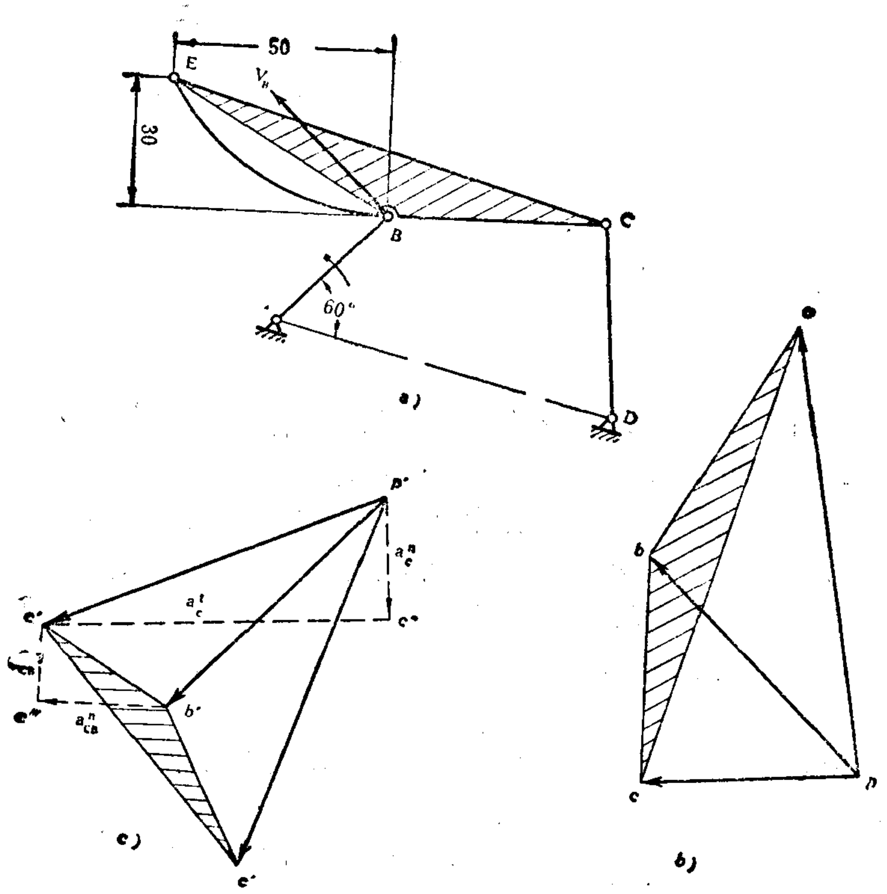


图 6—56

$$\boldsymbol{a}_c^n + \boldsymbol{a}_c^t = \boldsymbol{a}_B + \boldsymbol{a}_{cB}^n + \boldsymbol{a}_{cB}^t$$

$$a_B = a_B^n = \omega^2 \cdot l_{AB} = 10^2 \times 0.035 = 3.5\ \mathrm{m/s^2}$$

$$a_C^n = \frac{v_c^2}{l_{cD}} = \frac{0.25^2}{0.045} = 1.39\ \mathrm{m/s^2}$$

$$a_{CB}^n = \frac{v_{CB}^2}{l_{BC}} = \frac{0.27^2}{0.05} = 1.46\ \mathrm{m/s^2}$$

a_C^t，a_{CB}^t 方向已知，分别与构件 DC 和 BC 垂直，故可用图解法求解，选定加速度比例尺 $\mu_a = 0.1\dfrac{\mathrm{m/s^2}}{\mathrm{mm}}$，作加速度图如图 6—56c 所示，求出

$$a_c = \mu_a \cdot p'c' = 0.1 \times 47 = 4.7\ \mathrm{m/s^2}$$

a_E 可用加速度影象法求出，以 $b'c'$ 为底边作 $\triangle c'b'e'$ 与机构图中 $\triangle CBE$ 相似，则得 $p'e'$ 代表 a_E，

$$a_E = \mu_a p'e' = 0.1 \times 45.5 = 4.55\ \mathrm{m/s^2}$$

6—4 在图 6—57 所示的曲柄滑块机构中，设已知曲柄长度 $l_{AB} = 0.1\mathrm{m}$，连杆长度 $l_{BC} = 0.33\mathrm{m}$，曲柄的转速 $n = 1500\ \mathrm{r/min}$，活塞及其附件的重量 $G_3 = 21\ \mathrm{N}$，连杆重量 $G_2 = 25\mathrm{N}$，连杆对其重心 C_2 的转动惯量 $I_{c2} = 0.0425\ \mathrm{kg \cdot m^2}$，连杆重心 C_2 至曲柄销的距离 $l_{BC_2} = \dfrac{1}{3} l_{BC}$，试确定活塞的惯性力，并用质量代换法分析连杆的惯性力。