

摆动滚轮从动件盘形凸轮机构的 优化及计算机辅助设计

陈 金 元

摘 要

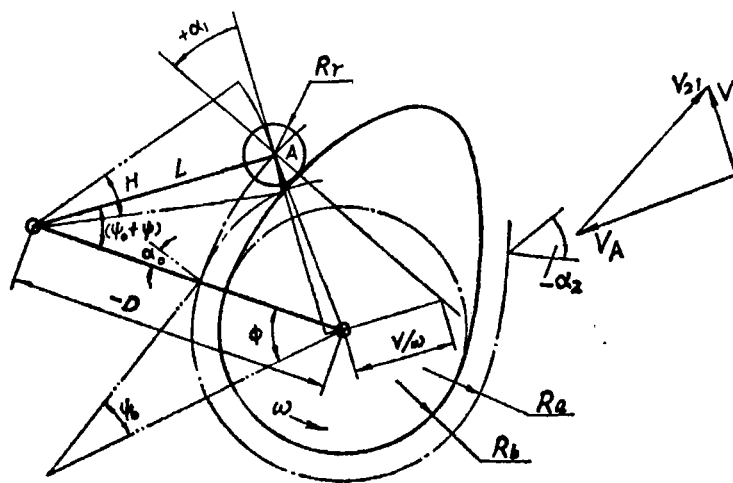
本文着重探讨了摆动滚轮从动件盘形凸轮机构的优化及计算机辅助设计。作为第一步也是很重要的一步, 本文为该机构提供了一组简单而有效的优化设计方法以求得凸轮最小基圆半径及其它设计参数以便进行计算机辅助设计。整个优化设计是根据最大压力角不超过许用值条件而建立的。通过设计举例对该优化设计方法, 设计参数的选择以及机构布置进行了分析讨论。文章指出了摆动式与根据同样原理进行优化设计的移动式在求解方法上的不同以及图解法的不足。

一、前 言

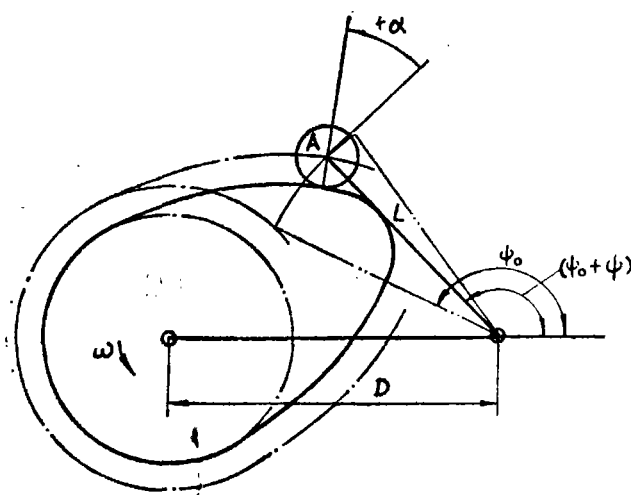
有关滚轮从动件盘形凸轮的优化设计已有不少研究。概括起来有两种方法: 一是从压力角条件出发求解凸轮最小尺寸, 同时应满足接触应力等约束条件^[1,2,3]。资料[4]从机构效率出发提示了一种新的优化设计方法; 另一种从接触应力条件出发, 同时应满足压力角等条件^[5,6]。前者在移动式优化设计中是有效的, 后者当凸轮承受大负荷时, 既适用于移动式, 也适用于摆动式。但在实际设计中, 往往存在负荷不是主要矛盾的情况, 即有必要从压力角条件出发进行摆动滚轮从动件盘形凸轮机构的优化设计以保证机构工作安全可靠。目前在解决这问题时多半借助于图解法^[7,2], 引用移动式图解法原理来解决摆动式, 这只是一种近似的方法。此外在凸轮设计时多半采用作图法, 它存在很多缺点。目前的趋势是借助计算机进行设计。英国 ESDU^[8] (Engineering Sciences Data unit) 虽提供了一套摆动滚轮从动件盘形凸轮计算机辅助设计方法, 但没涉及优化问题。用试凑法找出一组适宜的设计参数以保证最大压力角在许用值范围内, 势必化费很多时间。因此本文目的在于根据压力角条件探讨一种适用于摆动滚轮从动件盘形凸轮优化设计的方法以便于计算机辅助设计。

二、处理问题的方法

在该凸轮机构设计中需确定如下尺寸：凸轮基圆半径 R_a ，滚轮半径 R_r ，凸轮与滚轮的接触宽度 b 及摆杆长 L (或凸轮与摆杆支点间的中心距 D)，其中 R_a 是主要尺寸。本文的优化目标就是从压力角条件出发，求解出 $R_{a\min}$ 。当机构处在初始位置时，涉及到五个参数： D ， L ， R_a ，摆杆初始位置角 ψ_0 及初始压力角 α_0 。如图 1 (a) 所示，其中三个是独立参数。这样



(a) 摆杆支点在凸轮中心左边



(b) 支点在右边

图 1 两种机构布置

在选择参数以建立优化设计数学模式时可能有 10 种方案。通过分析可知如下三个参数是主要的： D (或 L)，因为这在设计时给定； α_0 为任选值， α_0 值不同，将影响 R_a 值；而 R_a 又必

须受到凸轮结构允许的最小基圆半径 $R_{\min}$ 的约束。 $R_{\min}$ 与凸轮轴直径 D_s , 凸轮结构, 材料以及滚轮半径有关。因此为了符合设计实情, 本文选用二组参数以建立优化设计模式: D, D_s 和 α_0 ; L, D_s 和 α_0 。为了使整个优化设计简便, 拟分为二步: 第一步有给定的设计参数求解出 $R_{\min}$, 第二步改变 α_0 值, 从而得到不同的 $R_{\min}$ 。将这些值进行比较, 得到符合要求的设计结果。为了使求解的结果具有普遍意义, 将 $L, D, R_{\min}$ 化为无因子量纲 $L/D, R_{\min}/D$ 表示之。

三、优化设计数学模式的建立

要满足凸轮在工作行程时最大压力角不超过许用值, 首先应列出该机构压力角求解的一般形式, 然后对它求导, 得出最大压力角 $\alpha_{\max}$ 出现的位置并令 $|\alpha_{\max}| = [\alpha]$, 求出有关参数, 最后求出 $R_{\min}$ 。其过程如下:

该机构压力角的一般表达式如下^[8]: (如图 1(a) 所示)。

$$T_{\alpha}\alpha = \frac{D \cos(\psi_0 + \psi) + L(1 - \psi'/\omega)}{D \sin(\psi_0 + \psi)} \quad (1)$$

考虑到习惯用法, 参数符号作如下规定: 凸轮总以反时针旋转且取‘正’, 摆杆反时针转动角度为‘正’, 反之为‘负’, 摆杆支点在凸轮中心左侧则 D 为‘负’, 反之为‘正’, 所有角度按反时针方向度量, 如果滚轮中心运动方向反时针旋转与公法线重合则压力角为‘正’, 反之为‘负’如图 1 所示。

对式 (1) 求导并令其等于零则得

$$(T_{\alpha}\alpha)' = 0$$

$$D \sin(\psi_0 + \psi_p) = - \frac{[D \cos(\psi_0 + \psi_p) + L(1 - \psi_p'/\omega)] \times \psi_p' D \cos(\psi_0 + \psi_p)}{\psi_p' D \sin(\psi_0 + \psi_p) + L \psi_p''/\omega} \quad (2)$$

式 (1) (2) 中: $\psi = f(\phi)$, ψ 为摆杆转角, ϕ 为凸轮转角, ψ_p 为出现 $\alpha_{\max}$ 时的摆杆转角 ψ_p', ψ_p'' 为对应于 ψ_p 的摆杆角速度和角加速度。将式 (2) 代入式 (1) 即可得到最大压力角并令其等于许用值

$$T_{\alpha}\alpha_{\max} = - \frac{L \psi_p''/\omega}{D \psi_p' \cos(\psi_0 + \psi_p)} - T_{\alpha}(\psi_0 + \psi_p) = T_{\alpha}[\alpha] \quad (3)$$

要求解式 (3) 中 ψ_p 值, 须给出 L, D, ψ_0 值, 而 ψ_p' 和 ψ_p'' 值, 则根据所选运动规律, 在用试凑法求解 ψ_p 的过程中, 对应于任一给定 ψ 值, ψ' 和 ψ'' 即可得到 (见附录表二)。依前面所给设计参数求解如下:

(一) D, D_s 和 α_0 给定

由初始位置得到如下关系式:

$$\begin{array}{ll} D \text{ 为负值} & D \text{ 为正值} \\ \psi_0 = -\sin^{-1} \frac{R_{\min} \cos \alpha_0}{D}, & \psi_0 = 180^\circ - \sin^{-1} \frac{R_{\min} \cos \alpha_0}{D} \\ L_0 = -D \cos \psi_0 - R_{\min} \sin \alpha_0, & L_0 = -D \cos \psi_0 + R_{\min} \sin \alpha_0 \end{array} \quad (4)$$

(二) L, D_s 和 α_0 给定

D为负值

D为正值

$$\psi_0 = T_{\alpha_0}^{-1} \frac{R_{\alpha_0} \cos \alpha_0}{L + R_{\alpha_0} \sin \alpha_0}; \quad \psi_0 = 180^\circ - T_{\alpha_0}^{-1} \frac{R_{\alpha_0} \cos \alpha_0}{L - R_{\alpha_0} \sin \alpha_0}$$

$$D_0 = -(L + R_{\alpha_0} \sin \alpha_0) / \cos \psi_0; \quad D_0 = -(L - R_{\alpha_0} \sin \alpha_0) / \cos \psi_0. \quad (4)'$$

上式中 ψ_0 , L_0 或 D_0 均为 α_0 选定后对应于 R_{α_0} 的初始值。采用 R_{α_0} 的理由是因为所得的 $R_{\alpha_{\min}}$ 必须满足条件 $R_{\alpha_{\min}} \geq R_{\alpha_0}$ 。故直接采用该凸轮结构允许的最小基圆半径 R_{α_0} 作为起始值有利于与 $R_{\alpha_{\min}}$ 对比。 R_{α_0} 值与凸轮轴径 D_s 的关系可通过凸轮结构允许的最小根圆半径 R_{b_0} 估算如下^[2]

$$R_{b_0} \geq 1.75 \times \frac{D_s}{2} + 7 \quad (\text{毫米})$$

滚轮半径 R_r 建议采用如下范围^[2]

$$0.4R_{\alpha_0} \geq R_r \geq R_{r_0}$$

式中 R_r 为滚轮半径 (毫米), R_{r_0} 为滚轮最小结构允许半径。这样 R_{α_0} 便可估算如下:

$$R_{\alpha_0} = R_{b_0} + R_r \approx 1.5D_s + 12 \quad (5)$$

将 (5) 式代入 (4) 或 (4)' 式, 求出 ψ_0 , L_0 或 ψ_0 , D_0 , 然后再代入 (3) 式即可求出对应于最大压力角的摆杆转角 ψ_p 值。这里应注意的是该 ψ_p 值是根据初选的 R_{α_0} 值求得的, 由此所得的实际最大压力角多半超过许用值, 现要满足 $|\alpha_{\max}| = [\alpha]$, 那么只有增大基圆半径 R_{α_0} 来补偿, 这样原来的摆杆初始位置角 ψ_0 就得改变。改变后的 ψ_0 可按下面方法求得: 假设 ψ_p 值仍不变, 将 ψ_p , ψ_p' , ψ_p'' 及 D , L_0 或 D_0 , L 代入 (2) 式, 求出满足许用压力角的整个摆杆位置角 $(\psi_0 + \psi_p)_p$ 值。这样改变后的摆杆初始位置角 $\psi_1 = (\psi_0 + \psi_p)_p - \psi_p$ 。为了方便, 将式 (2) 变换成如下形式:

$$\frac{\psi_p''}{\omega \psi_p'} \sin(\psi_0 + \psi_p)_p + (1 - \psi_p' / \omega) \cos(\psi_0 + \psi_p)_p = - \frac{D}{L} \quad (2)'$$

这样一组新的参数 ψ_1 , R_{α_1} , L_1 或 ψ_1 , R_{α_1} , D_1 即可求得如下:

如果 D 给定:

$$\psi_1 = (\psi_0 + \psi_p)_p - \psi_p; \quad R_{\alpha_1} = \pm \frac{D \sin \psi_1}{\cos \alpha_0};$$

$$L_1 = -D \cos \psi_1 \pm R_{\alpha_1} \sin \alpha_0. \quad (6)$$

如果 L 给定:

$$\psi_1 = (\psi_0 + \psi_p)_p - \psi_p; \quad R_{\alpha_1} = \mp L \sin \psi_1 / \cos(\psi_1 + \alpha_0);$$

$$D_1 = -L \cos \psi_1 \pm R_{\alpha_1} \sin(\psi_1 + \alpha_0) \quad (6)'$$

式中“ $\pm$ ”号根据中心距 D 的正负而定。上面仅是考虑最大压力角条件。在实际求解时, 一次求解仍不能保证 $|\alpha_{\max}| \leq [\alpha]$, 需将 R_{α_1} 代替原值 R_{α_0} , 再进行重复计算, 也就是说需要逐步逼近, 才能使所得的一组解满足压力角条件, (其原理将在后面讨论), 为了使机构安全可靠地工作, 还必须满足如下条件^[2]:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]; \quad R_{\alpha_{\min}} \geq R_{\alpha_0}$$

$$0.8\rho_{\min} \geq R_r \geq R_{r_0}; \quad \rho_{\min} \geq 1 \sim 5 (\text{毫米}) \quad (7)$$

式中: $\sigma_{\max}, [\sigma]$ 为凸轮与滚轮间的最大表面接触应力及材料许用应力值。

$\rho_{\min}, \rho_{c\min}$ 为凸轮节线和廓线的最小曲率半径

根据 $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$, 滚轮与凸轮的接触宽度 b 可用下式求得^[9]

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= 0.399 \sqrt{\frac{PE_{cr}}{bR_r} \left(1 + \frac{R_r}{\rho_c}\right)} \leq [\sigma] \\ b &\geq 0.16 \times \frac{PE_{cr}}{[\sigma]^2 R_r} \left(1 + \frac{R_r}{\rho_c}\right) \Big|_{\max}\end{aligned}\quad (8)$$

式中: p 为沿公法线方向的负荷, E_{cr} 为有效杨氏模量,

$$E_{cr} = \frac{2E_c E_r}{E_c(1-\nu_r^2) + E_r(1-\nu_c^2)}$$

E_c, E_r 为凸轮, 滚轮材料的杨氏模量。 ν_c 和 ν_r 为凸轮, 滚轮材料的泊桑比。 ρ_c 和 R_r 为凸轮廓线曲率半径和滚轮半径。

为此, 优化设计数学模式作如下总结:

已知: D, D_s, α_o 及有关其他设计要求。

优化目标: $R_{\min}$

优化方程组:

$$\begin{aligned}\frac{R_{ai}}{D} &= \left[1 + \left(\frac{L_i}{D}\right)^2 + 2 \times \frac{L_i}{D} \times \cos \psi_i\right]^{\frac{1}{2}} \quad (P, D, F) \\ \left\{ \begin{aligned} R_{ai} &= 1.5 D_s + 12 \\ \psi_i &= -\sin^{-1} \frac{R_{ai} \cos \alpha_o}{D} \quad (D \text{ 为负}); \\ \psi_i &= 180^\circ - \sin^{-1} \frac{R_{ai} \cos \alpha_o}{D} \quad (D \text{ 为正}); \\ \frac{L_i}{D} &= -\cos \psi_i \mp \frac{R_{ai}}{D} \times \sin \alpha_o \end{aligned} \right. \\ \left. \begin{aligned} -\frac{L_j \psi''_{pj}}{D \omega \psi'_{pj} \cos(\psi_i + \psi_{pj})} - T_{an}(\psi_i + \psi_{pj}) &= T_{an}[\alpha] \\ \frac{\psi''_{pj}}{\omega \psi'_{pj}} \sin(\psi_i + \psi_{pj})_{pj} + \left(1 + \frac{\psi'_{pj}}{\omega}\right) \cos(\psi_i + \psi_{pj})_{pj} &= -\frac{D}{L_j} \\ \left\{ \begin{aligned} \psi_{j+1} &= (\psi_i + \psi_{pj} - \psi_{pj}) \\ \frac{R_{a(j+1)}}{D} &= \mp \sin \psi_{j+1} / \cos \alpha_o \\ \frac{L_{j+1}}{D} &= -\cos \psi_{j+1} \mp \frac{R_{a(j+1)}}{D} \times \sin \alpha_o \end{aligned} \right. \\ b &= 0.16 \times \frac{PE_{cr}}{[\sigma]^2 R_r} \left(1 + \frac{R_r}{\rho_c}\right) \Big|_{\max} \end{aligned} \right\} \quad (S, D, E)\end{aligned}$$

$$R_{\min} \geq R_{ao}, \quad 0.8 \rho_{\min} \geq R_r \geq R_{ro}, \quad \rho_{\min} \geq 1 \sim 5 \quad (L, E) \quad (9)$$

式中: $i = 0 \cdots m$, 为计算次数。

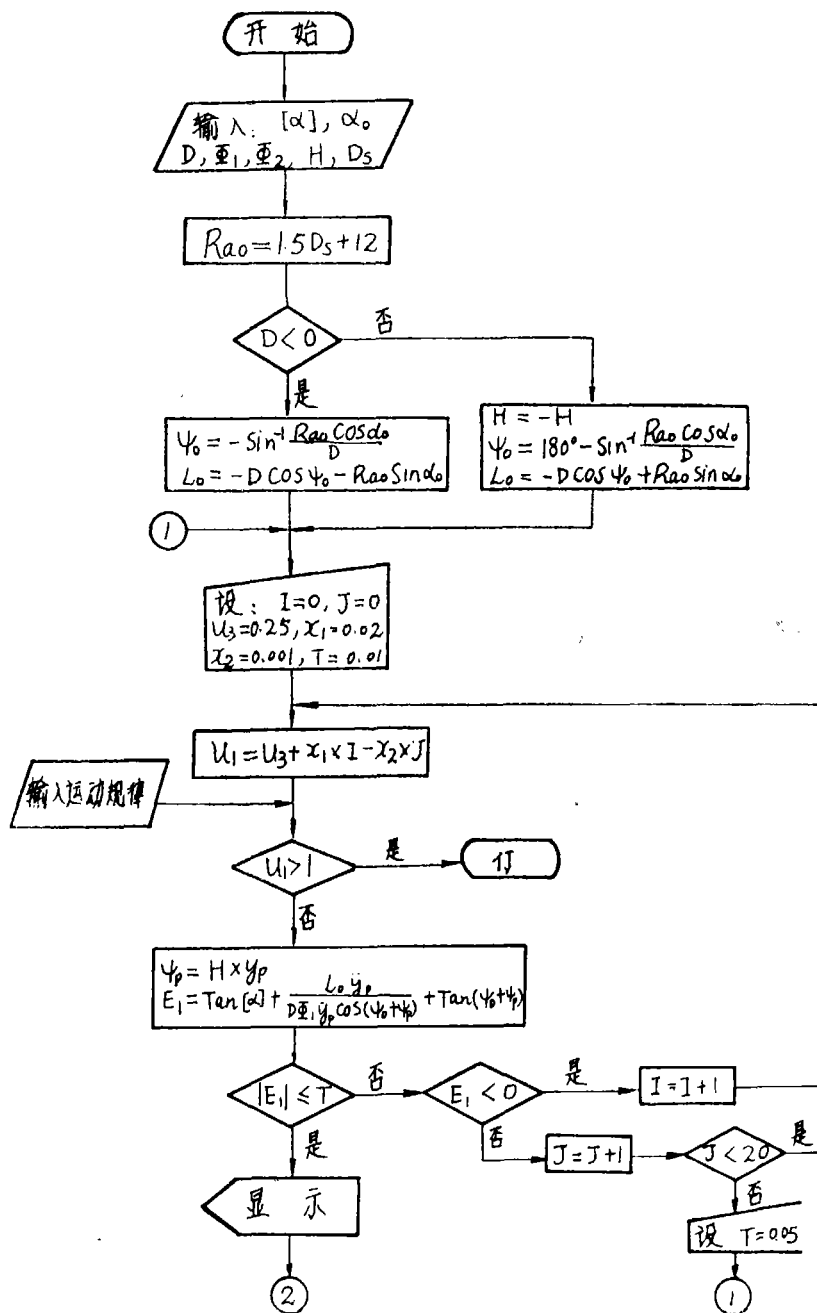
$i = 0$ 为初始条件, $R_{ai} = R_{ao}$

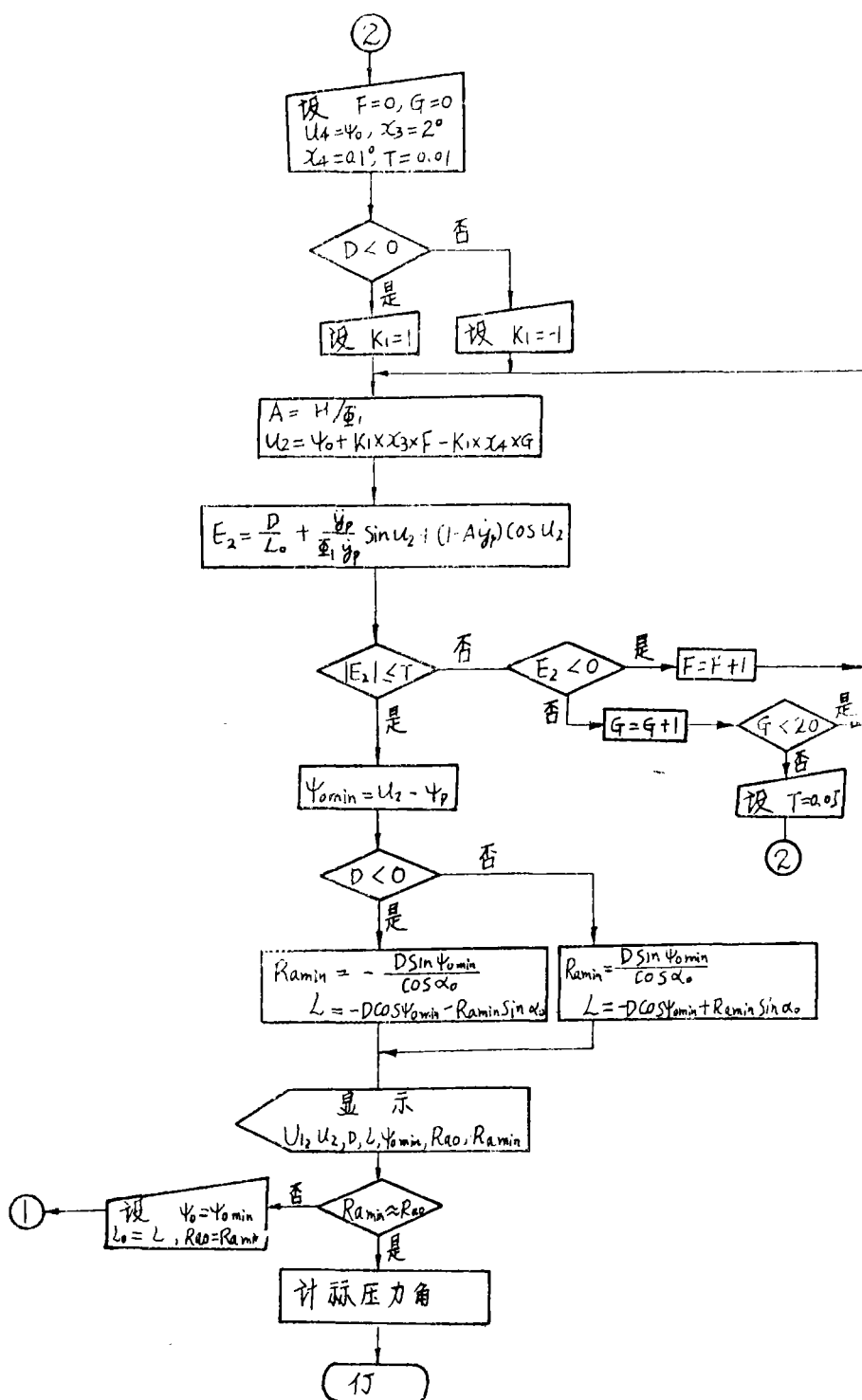
$i = m$ 为实际解, 即 $R_{am} = R_{\min}$

(P.D.E), (S.D.E), (L.E) 为主设计方程, 次设计方程及约束方程
如果给出 L , D , 及 α , 则可得到类似的一组方程组。(从略)。

四、计算机辅助设计程序的编写

该机构整个程序分两部分: 第一部分为根据压力角条件进行优化设计, 给出设计参数 D_s ,
表一





α_o 及 D 或 L , 求解 $R_{a\min}$ 及 L 或 D ; 第二部分根据所得设计参数计算凸轮其它尺寸如节线及廓线半径, 加工坐标尺寸(直角坐标或极坐标), 并对机构进行图象显示。整个辅助设计是在 Tektronix 401 计算机上用 BASIC 语言进行的。第一部分程序流程图见表一。应力计算, 凸轮与滚轮接触宽度 b 的求解从略。第二部分程序流程图参阅^[8]。使用证明是行之有效的。表二列出了部分运动规律。为了适宜于计算机计算, 运动规律的输入输出变量以‘标准化’形式表示, 即 $U = \phi/\Phi$ (ϕ 为凸轮实际转角, Φ 为某运动段的凸轮总的角度)。在求解时, 最大压力角出现的位置用 U_p 值表示。考虑到两种不同结构布置, U_p 出现在不同区域内, 当中心距为负时, $U_p \leq 0.5$, 反之, 一般 U_p 大于 0.5, 但也可能小于 0.5。为了便于统一求解并考虑到节省计算机用时, U 的起始值从 0.25 开始, 采用两种步长来求解。具体见表一。

五、优化设计点与可行设计区

现结合具体例子来说明。

例 1 设计一摆动滚轮从动件盘形凸轮机构, 在满足如下条件下求解 $R_{a\min}$ 值。

中心距 $D = -100\text{mm}$, $\alpha_o = 0^\circ$, $D_s = 20\text{mm}$, $[\alpha] = 40^\circ$, 摆杆升程 $H = 40^\circ$, 凸轮角度 $\Phi_1 = 100^\circ$, 升程运动规律为修正正弦曲线, 回程运动规律为摆线, 凸轮转角为 $\Phi_2 = 60^\circ$ 。

利用优化设计方程组 (9), 很方便地得到如下结果:

U_p	$(\psi_o + \psi_p)_p$	ψ_o	D	L	$R_{a\min}$	α_o	$\alpha_{\max}$
0.338	33.28°	24.04°	-100mm	91.33mm	40.73mm	0°	39.81°

假如取 $L = 92\text{mm}$ 。则得到一组新解如下:

0.338	33.31°	24.07°	-100	92	40.79	-0.98°	39.58°
-------	--------	--------	------	----	-------	--------	--------

这仅为理论优化设计点, 因所得 $R_{a\min} < R_{a0} = 42\text{mm}$ 故有必要进一步研究它的可行设计区。由公式 (1) 可知, 压力角 α 与 L/D , ψ 有关。通过这三变量图研究即可找出它的可行设计区如图 2 所示。其方法如下: 将 $(-L/D)$ 值固定 ($-L/D = 0.92$), 研究压力角 α 与 ψ_o 的关系。根据工作行程 $|\alpha_{\max}| \leq [\alpha]$, 便可得到 ψ_o 的允许变化范围如图 2 右上角所示; 然后将 ψ_o 固定 ($\psi_o = 24.07^\circ$), 研究 α 与 $(-L/D)$ 的关系, 在满足 $|\alpha_{\max}| \leq [\alpha]$ 条件下, 得到 $(-L/D)$ 变化范围如图 2 左下角所示。将这两个范围结合起来即可得到该情况的可行设计区如图 2 左上角所示。该可行设计区左右两条边界线为 $|\alpha_{\max}| = [\alpha]$, 在这范围内, $|\alpha_{\max}| < [\alpha]$ 。箭头表示优化设计点的所在方向, p 点为该情况的理论优化设计点。本例由于 $R_{a\min} < R_{a0}$, 若取 $R_{a\min} = R_{a0} = 42\text{mm}$, 则可得两个极端解: 一组为 $L = 91\text{mm}$, $\psi_o = 24.8^\circ$, $\alpha_o = 0.33^\circ$; 另一组为 $L = 101.3\text{mm}$, $\psi_o = 24.07^\circ$, $\alpha_o = -13.7^\circ$ 。该设计点称为实际优化点如图 2 p_a , p'_a 所示。在 $p_a - p'_a$ 线上, $R_{a\min} = 42\text{mm}$ 。 p_a 点表示 $\alpha_{\max} = [\alpha]$, 线段其它点 $\alpha_{\max} < [\alpha]$ 。整个实际可行设计区如图剖面线所示。图 3 (a)(b) 表示例 1 其它设计参数不变时 $(-R_a/D)$, U_p 与 H 及 Φ_1 关系。

例 2、设计一凸轮机构以满足例 1 中的设计要求, 只是中心距和初始压力角改为 $D = 100\text{mm}$, $\alpha_o = -15^\circ$ 。

求解结果为:

U_p	$(\psi_o + \psi_p)_p$	ψ_o	D	L	R_a	α_o	$\alpha_{\max}$
0.543	128.39°	151.4°	100mm	74.98mm	49.55mm	-15°	39.66°

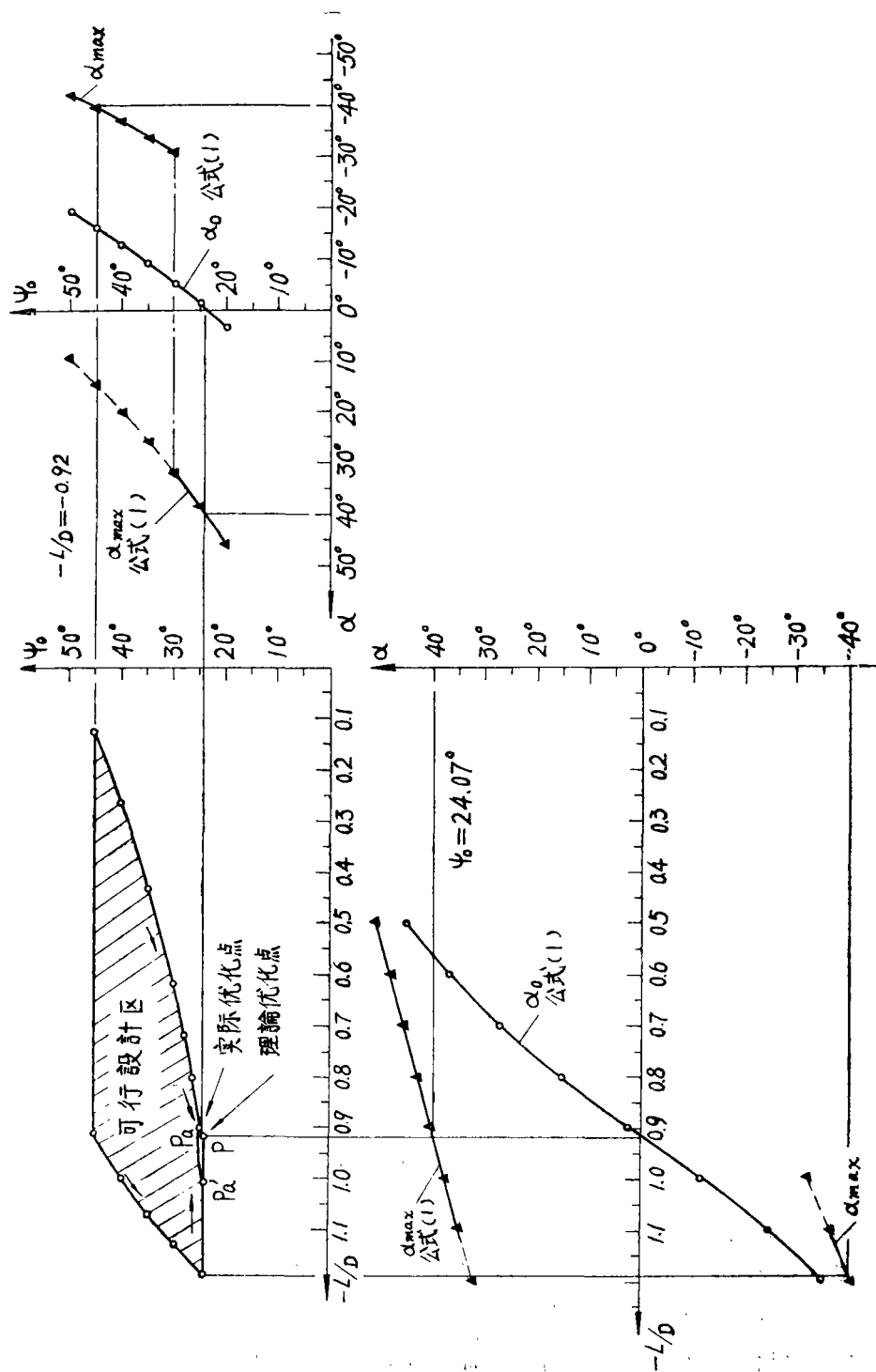
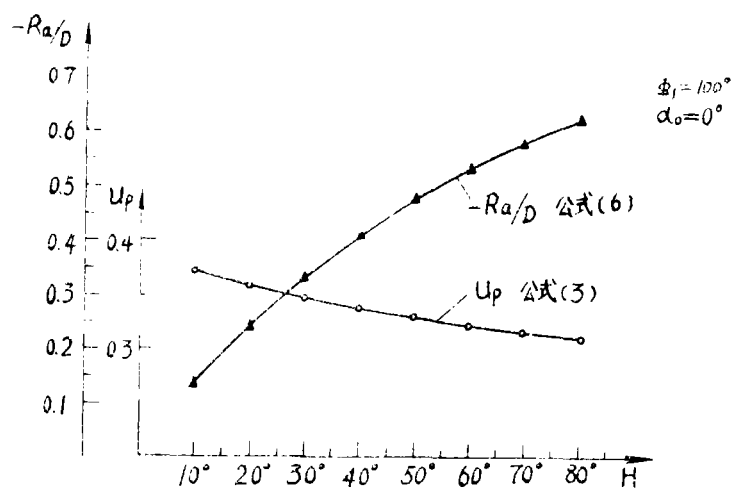
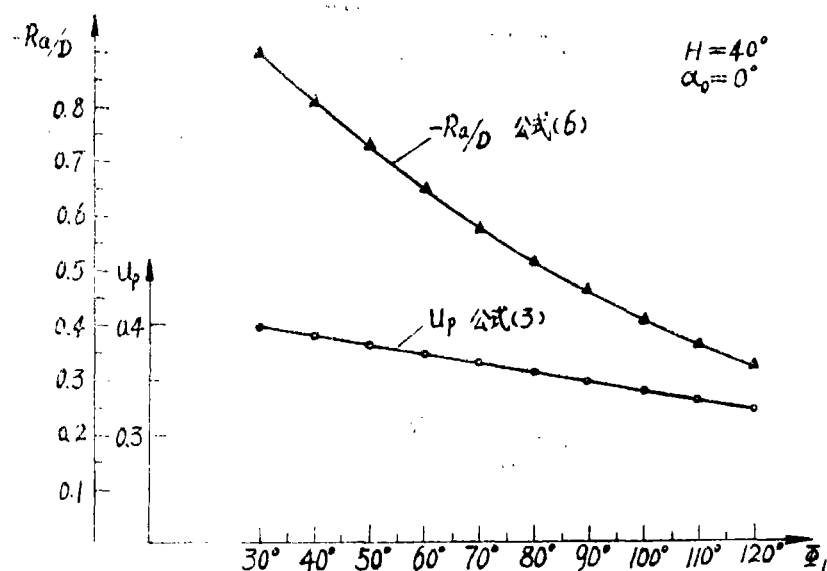


图2 三变量分析图



(a) 参数 R_a/D , U_p 与 H 的关系



(b) 参数 R_a/D , U_p 与 ϕ_1 的关系

图3 参数 R_a/D , U_p 与 H , ϕ_1 的关系

取 $L = 75\text{mm}$, 采用与例1相同的方法可给出该情况的三变量分析图如图4所示。由图可看出, 上述结果在图上对应于 ρ' 点, 它只是表示当 $\psi_0 = 151.4^\circ$ 时这条水平线上的优化设计点, 故称之为相对优化设计点, 而整个可行设计区的理论优化设计点在 p 点, 其结果为:

U_p	$(\psi_0 + \psi_p)_p$	ψ_0	D	L	$R_{a,\min}$	α_0	$\alpha_{\max}$
0.473	147.38°	165.48°	100	75.76	32.73	-40°	39.6°

采用同样的优化方法, 但两种不同的机构布置, 导致两种不同的极值, 其理由可用式(2)的二阶导数判别式来解释, 但太复杂, 我们将用另一种方法在后面解释。

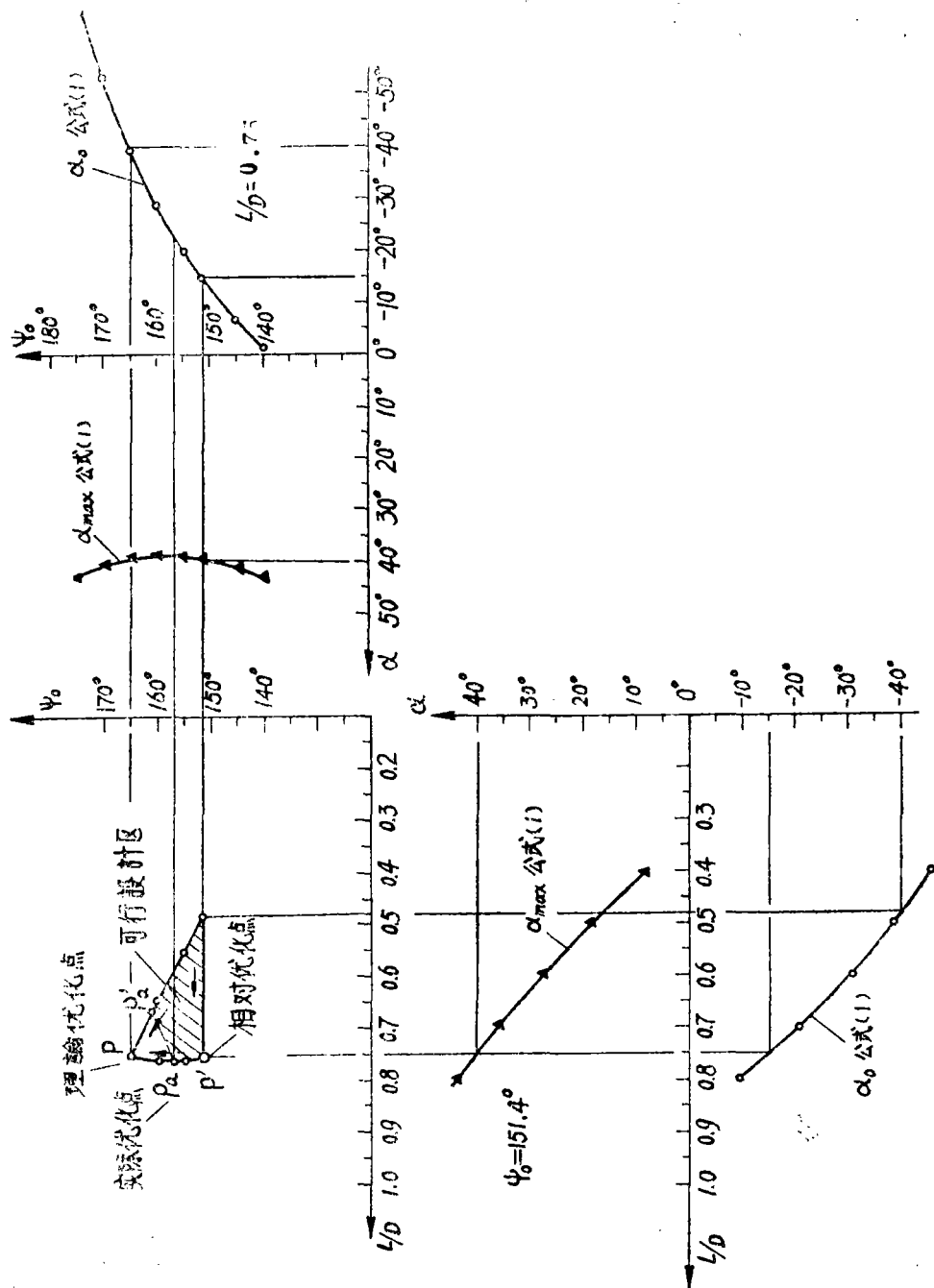
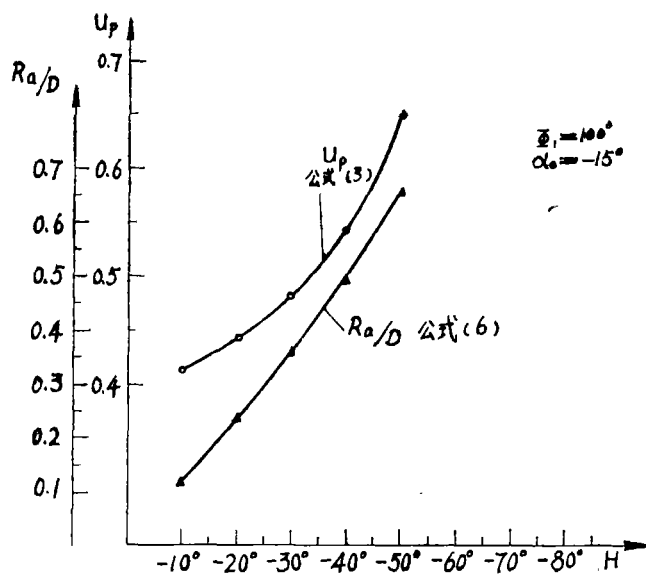
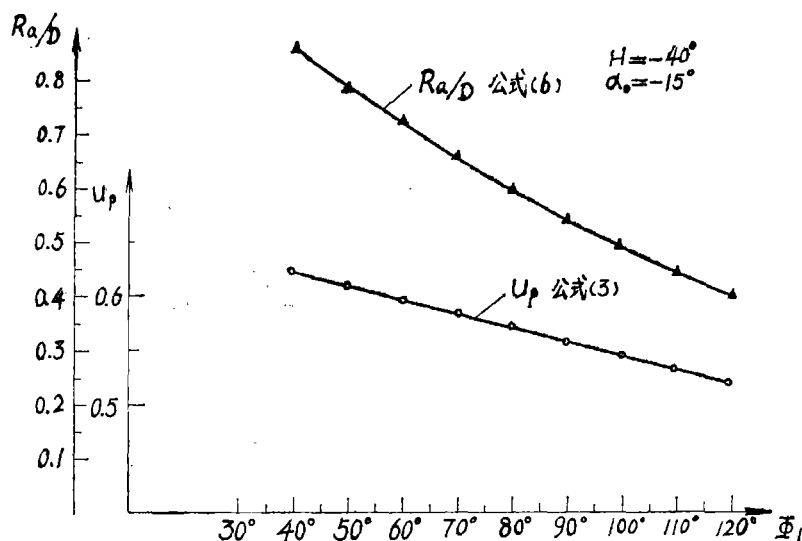


图 4 三变量分析图

由于所解得的设计点 p' 不是真正的优化点，而理论优化点 p 的 $R_{\min}$ 又小于 R_{∞} 值，若取 $R_{\min} = R_{\infty} = 42\text{mm}$ ，则得二组极端解为： $L = 76\text{mm}$ ， $\alpha_0 = -22.7^\circ$ ， $\psi_0 = 157.2^\circ$ ； $L = 67.7\text{mm}$ ， $\alpha_0 = -40^\circ$ ， $\psi_0 = 161.24^\circ$ ，如图 4 p ， p' 所示， p — p' 连线上任一点 $R_{\min} = 42\text{mm}$ 。图 5 (a) (b) 分别表示 R_{∞}/D ， U_p 与 H 和 Φ_1 的变化关系。



(a) 参数 R_a/D , U_p 与 H 的关系



(b) 参数 R_a/D , U_p 与 Φ_1 的关系

图 5 参数 R_a/D , U_p 与 H, Φ_1 的关系

例3、对一摆动滚轮从动件盘形凸轮机构进行再设计^[8]。设计要求如下：

$D = -500\text{mm}$, $H = 60^\circ$, $\Phi_1 = 60^\circ$ (升), $\Phi_2 = 120^\circ$ (停), $\Phi_3 = 120^\circ$ (回), $\Phi_4 = 120^\circ$ (停), 升程运动规律为修正正弦曲线, 回程为摆线曲线。

该例的设计条件是很不理想的, 用资料[8]所提供的计算机辅助设计法, 第一次试凑, 由于凸轮出现严重尖角, 后经多次试凑, 得到如下参数: $L = 400\text{mm}$, $R_a = 225\text{mm}$, $R_r = 25\text{mm}$, 虽然减缓了凸轮尖角, 但升程最大压力角达 60.677° 。可知试凑法化时很多。采用

本文优化设计方法,很方便地得到如下结果 ($[\alpha] = 45^\circ$):

U_p	$(\psi_0 + \psi_p)_p$	D	L	ψ_0	$R_{a \min}$	α_0	$\alpha_{\max}$
0.358	60.56°	-500mm	354.19mm	44.9°	352.91mm	0°	44.66°

取 $L = 354\text{mm}$, $R_{a \min} = 353\text{mm}$, $R_r = 75\text{mm}$, 则 $\alpha_0 = 0.017^\circ$, $\alpha_{\max} = 44.74^\circ$ ($U_p = 0.358$); -44.97° ; ($U_p = 1$), 凸轮廓线最小曲率半径为 41.58mm 。图 6 为该机构的图象显示。

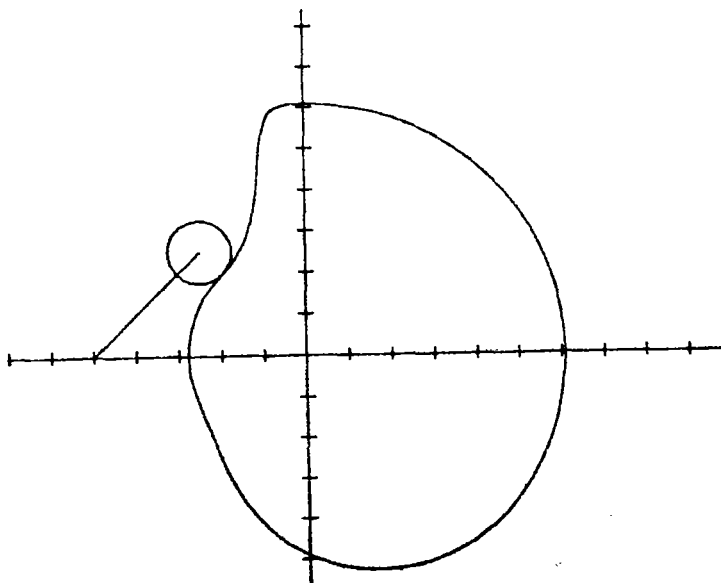
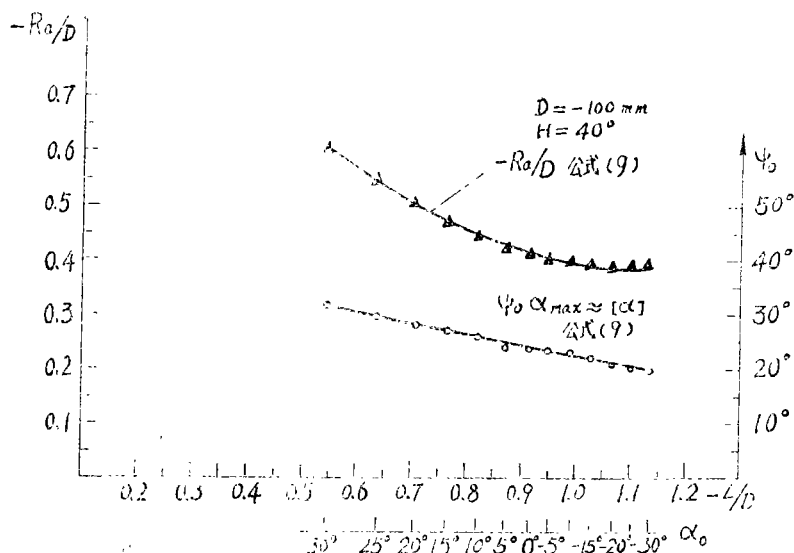


图 6 例 3 的最后设计

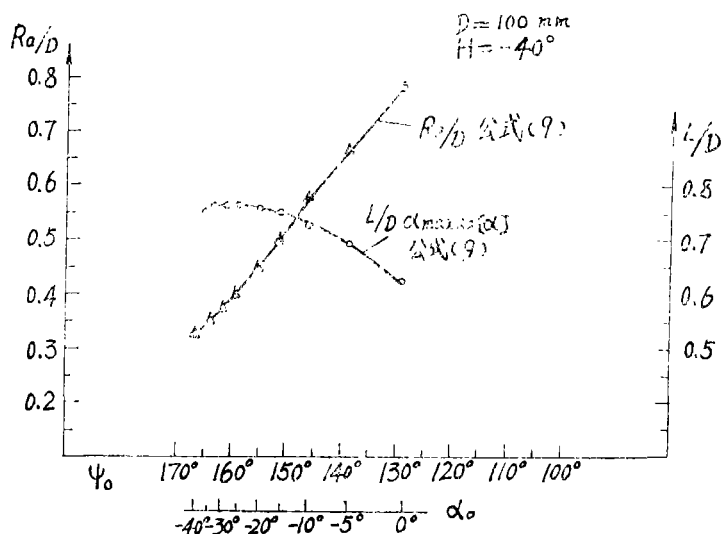
六、讨 论

(一) 摆动式优化设计与移动式不同,移动式利用类似的优化设计方法一次便能求得明确的优化设计点^[12];然而摆动式需经逐次逼近才能得到优化设计点。如果给出 L, D, α_0 求解 D 和 $R_{a \min}$ 亦如此。其原因是在移动式中,从动件在升程段运动方向保持不变,根据 $\alpha_{\max} = [\alpha]$ 求出 U_p 值,从而得到 $R_{a \min}$ 后最大压力角即能满足要求。而在摆动式中,由初始值 R_{a0} 和 α_0 ,摆杆有一相应的运动方向,由此得到 U_p 值和 R_{a10} ,由于 R_{a1} 一般与 R_{a0} 不同,从而改变了摆杆初始的运动方向,这样 U_p 值和对应于 U_p 的 $\alpha_{\max}$ 值也改变了,故最大压力角仍不能满足要求,需逐步逼近。从理论上讲,只有当始值 R_{a0} 正好选择在某一数值以至由此所得的 $\alpha_{\max}$ 正好等于允许值,这样求得的 R_{a1} 正好等于原 R_{a0} 值,无需再重复计算。当然这样做是十分困难的。因此从凸轮结构允许的最小基圆半径出发,通过逐步逼近来求解 $R_{a \min}$ 是合理的。逐步逼近的次数与初选 R_{a0} 值同实际值 $R_{a \min}$ 间的差值有关。差值小,逼近容易。为了减少逼近次数,可以根据判断直接输入一个 R_{a0} 值,不必一定按凸轮轴直径计算给定。根据上述分析可知,用图解法来求解摆动式的最小凸轮基圆半径只能是近似的,不完全的。

(二) 前面例 1、2 仅选择了一个初始压力角 α_0 进行优化设计。图 7 (a)(b) 分别表示不同 α_0 值时 R_a/D , L/D 与 α_0 的关系。从图可知,无论那种机构布置,选择小的 α_0 值,就



(a) 例 1 参数 $-R_a/D$, ψ_0 , $-L/D$ 与 α_0 的关系



(b) 例 2 参数 R_a/D , L/D , φ_0 与 α_0 的关系

图 7

能得到小的 R_a/D 值。但对于摆杆支点位于凸轮左边的情况，小的 α_0 值，导致 L/D 的增大，且当 α_0 小到一定值后， R_a/D 有增大的趋势，其原因是一般情况下，升程段的正最大压力角是主要矛盾，小的 α_0 (负值) 导致正的 α_{max} 值下降，从而使凸轮 R_a 值减小，但 α_0 小到一定值后，由于 L 增大，导致负的最大压力角增大以至该值成为主要矛盾，为了使负 α_{max} 下降，故 R_a 需增大。图 2 左下角变量分析图说明了这个变化。考虑到结构布置的许可以及动力学等问题，建议该种机构初始压力角取 $\alpha_0 = 0^\circ \sim 10^\circ$ ，这样可得到较小的凸轮，且摆杆不至于太长。但对于支点在凸轮右边的情况，小的 α_0 ，不仅有利于正 α_{max} 的降低，从而可

以得到较小的凸轮外,摆杆长也减小了。从这角度看,这种机构布置比另一种合理,因为它允许选择尽可能小的初始压力角。由此可看出,在这问题上用图解法解决摆动式也是不完全的,因为它没有考虑初始压力角对凸轮尺寸的影响。

(三) 由图 2, 4 看到两种机构布置具有不同形式的可行设计区和优化设计点。其理由是当支点在凸轮左边时,对应于给定的 D 、 D_s 和 α_0 求得一组解 L/D 、 R_s/D 和 ψ_0 。如果再增大 ψ_0 或 L/D , 都将导致初始压力角 α_0 的减小, 从而使 α_{min} 小于 $[\alpha]$, 但 R_s/D 却加大了, 所以 p 点是理论优化点。反之, 如果减小 ψ_0 或 L/D , 导致 α_0 的加大, 从而使 α_{min} 超过 $[\alpha]$, 所以 p 点限制了可行设计区的下限。但支点在右边时, 如果再减少 ψ_0 (注意角的度量), 或增大 L/D , 导致 α_0 值增大, 使 $\alpha_{min} > [\alpha]$, 故不可行, 而增大 ψ_0 或减小 L/D , 使 α_0 降低, 从而使 $\alpha_{min} > [\alpha]$, 是可行的, 但此时 R_s/D 减小, 所以优化点 p' 只是相对优化点, 限制了可行设计区的上限。

(四) 因公式 (2) (3) 为非线性方程, 再加上运动规律, 这样要精确求解这两个方程是困难的, 实际上也没有必要。为此在程序中进行数值解时引进一误差 T 。在一般情况下 $T = 0.01$ 所得结果 $[\alpha] - \alpha_{min} < 0.5^\circ$ 。如果设计条件恶劣, 则 T 可取 0.05, 如流程图所示。

(五) 关于设计参数的选择, 前面曾提到可能有 10 种。但实践证明, 在优化设计时, D 与 L 不能同时给定, 因为当支点在凸轮右边时, 用逼近法每次求得的新值 R_s 一般比前次 R_s 大, 如果 L, D 同时给定, 导致初始压力角 α_0 的不断增大, 从而使 α_{min} 不断超过 $[\alpha]$ 值, 使优化设计无效。本文所选的设计参数 D_s, α_0, D 或 L 不仅符合设计实情、也符合优化设计方法。

(六) 上述优化设计方法仅考虑凸轮升程压力角而建立起来的, 这样比较简单, 同时回程压力角一般来说不是主要矛盾, 故未加以考虑。但在优化设计后, 应检查回程压力角是否在许用范围内。

七、结 论

综上所述, 根据升程压力角条件出发, 为摆动滚轮从动件盘形凸轮机构的优化设计探索出了一组计算机辅助设计新方法。通过设计举例说明此法行之有效。通过分析讨论得出如下结论:

(一) 在该机构优化及计算机辅助设计时所选择的设计参数不仅符合设计实情, 而且符合优化设计方法。

(二) 采用这组设计参数进行优化设计时, 需要多次逼近, 这与移动滚轮从动件盘形凸轮根据同样原理进行优化设计时不同。用移动式图解原理来解决摆动式最小凸轮尺寸求解时, 这种图解法是近似的, 不完全的。

(三) 从获得可能小的凸轮及机构尺寸以及动力学观点看, 摆杆支点位于凸轮中心右边比位于左边这种布置合理。

(四) 为了能获得较小的凸轮尺寸, 初始压力角应尽可能取小的数值, 而对应于升程的凸轮转角应尽可能加大。

最后, 作者对本单位给予他本人有机会在英国 Loughborough University of Technology 机械工程系进行本专题的研究表示感谢。在研究过程中曾得到该系 Mr. T. H. Davies-Courtaulds Reader in Mechanisms 的热情指导, 亦深表谢意。

附录表二

运动规律特性方程

运动规律	特性方程
简谐运动	$\psi = Hy, \quad \psi' = A\omega y, \quad \psi'' = A \times \frac{\omega^2}{\Phi} \times y''$ $y = \frac{1}{2}(1 - \cos \pi U), \quad y' = \frac{\pi}{2} \sin \pi U, \quad y'' = \frac{\pi^2}{2} \cos \pi U$ $U = \frac{\phi}{\Phi}, \quad A = \frac{H}{\Phi}$
摆线规律	$\psi = Hy, \quad \psi' = A\omega y', \quad \psi'' = A \times \frac{\omega^2}{\Phi} \times y''$ $y = (U - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi U), \quad y' = 1 - \cos 2\pi U, \quad y'' = 2\pi \sin 2\pi U$
修正正弦加速度规律[10]	$0 \leq U < 0.125$ $y = J(U - \frac{1}{4\pi} \sin 4\pi U), \quad y' = J(1 - \cos 4\pi U)$ $y'' = 4\pi J \sin 4\pi U \quad \left(J = \frac{\pi}{\pi + 4}\right)$ $0.125 \leq U < 0.875$ $y = -\frac{9J}{4\pi} \cos\left[\frac{4\pi}{3}(U - \frac{1}{8})\right] + JU + \frac{2J}{\pi}$ $y' = 3J \sin\left[\frac{4\pi}{3}(U - \frac{1}{8})\right] + J$ $y'' = 4\pi J \cos\left[\frac{4\pi}{3}(U - \frac{1}{8})\right]$ $0.875 \leq U \leq 1$ $y = \frac{J}{4\pi} \cos\left[4\pi(U - \frac{7}{8})\right] + JU + \frac{4J}{\pi}$ $y' = -J \sin[4\pi(U - \frac{7}{8})] + J$ $y'' = -4\pi J \cos[4\pi(U - \frac{7}{8})]$
修正梯形加速度规律[10]	$0 \leq U < 0.125$ $y = J(U - \frac{1}{4\pi} \sin 4\pi U), \quad y' = J(1 - \cos 4\pi U)$ $y'' = 4\pi J \sin 4\pi U \quad \left(J = \frac{2}{\pi + 2}\right)$ $0.125 \leq U < 0.375$ $y = J\left[2\pi(U - \frac{1}{8})^2 + U - \frac{1}{4\pi}\right], \quad y' = J[4\pi(U - \frac{1}{8}) + 1]$

续附录表二

运 动 规 律	特 性 方 程
修正梯形加速度 规律[10]	$y'' = 4\pi J$
	$0.375 \leq U < 0.625$
	$y = J \left[-\frac{1}{4\pi} \cos 4\pi(U - \frac{3}{8}) + \pi(U - \frac{1}{4}) + U \right]$
	$y' = J[\sin 4\pi(U - \frac{3}{8}) + \pi + 1], y'' = 4\pi J \cos 4\pi(U - \frac{3}{8})$
	$0.625 \leq U < 0.875$
	$y = J \left[-2\pi(U - \frac{7}{8})^2 + U + \frac{1}{4\pi} + \frac{\pi}{2} \right]$
	$y' = J[4\pi(-U + \frac{7}{8}) + 1], y'' = -4\pi J$
	$0.875 \leq U \leq 1$
	$y = J \left[-\frac{1}{4\pi} \cos 4\pi(U - \frac{7}{8}) + U - 1 \right] + 1$
	$y' = -J[\sin 4\pi(U - \frac{7}{8}) - 1], y'' = -4\pi J \cos 4\pi(U - \frac{7}{8})$

参 考 文 献

- [1] Rothbart, H. A., Cams John Wiley and Sons Inc., New York, 1956.
- [2] 机械工程手册, 第十八篇 机械选型与运动设计 机械工业出版社. 1979.8.
- [3] Fenton, R. G., Optimum design of disc cams The fourth world congress, 1975.
- [4] 吕庸厚, 按机构效率设计直动从动杆的凸轮机构, 机构学学术讨论会宣读论文 1982.5
- [5] Loeff, L., Soni, A. H., Optimum Sizing of planar cams The fourth world congress, 1975.
- [6] Rees Jones, J., Series of articles on cams Engineering. No. 11, Nov. 1977, No. 1, Jan., No. 3, Mar., No. 5, May, No. 7, July, 1978.
- [7] Jensen, P. W., Cam design and manufacture The Industrial Press New York, 1965.
- [8] ESDU Design of disc cams with swinging roller followers: calculation methods Item No.79021, ESDU, London, Dec, 1979.
- [9] ESDU Contact Stress between cam and follower Item No.66002, ESDU, London, 1978.
- [10] ESDU, Selection of DRD cam laws ESDU Data Item to be issued.
- [11] 陈金元, 最佳化机械设计简述 无锡轻工业学院轻工科技 1979.

Optimum and Computer-Aided Design of Disc Cam-Mechanisms with Swinging Roller Followers

*Chen Jin yuan**

Abstract

This paper is concerned with the optimum and computeraided design of disc Cam-mechanisms with swinging roller followers. In the first but very important step, a set of simple and effective calculation methods has been developed for this kind of mechanisms in finding the min. cam prime circle radius and other design parameters in order to do CAD. This is based on the condition of the max. pressure angle in the rise segment not exceeding the allowable value. Through some examples, the method of the optimum and computer-aided design is demonstrated, the choice of design parameters and the configurations of the cam-mechanisms is discussed. The paper has pointed out the difference between swinging and translating roller followers in the way of solving upon the same criterion of the optimum design and the demerits of the graphical method in finding the min. Cam prime circle radius this cam-mechanisms.

* Mechanical Engineering department, Wuxi Institute of Light Industries, Jiangsu, China.