

摆动从动杆盘状凸轮机构的运动设计

——同时考虑压力角和最小曲率半径的优化设计

吕庸厚 周榴明

(机械系)

过去对凸轮机构的运动设计主要是借图解法, 根据许用压力角确定基圆半径, 再按基圆半径由作图法画出凸轮廓线, 然后按图解法或解析法计算并校核其最小曲率半径。如果不满足, 则须重新选择基圆半径, 再重复上述过程^{[1][2][3][4][5]}, 这是一种试凑的方法。

本文用优化方法, 同时保证最大压力角不超过许用压力角 $[\alpha]$ 和最小曲率半径不小于许用曲率半径 $[\rho]$ 的条件, 一次确定摆动从动杆盘状凸轮机构各参数, 即最小基圆半径、摆杆长度和摆杆初始位置角。

一、摆动从动杆盘状凸轮机构的压力角

1. 结构分类

摆动从动杆盘状凸轮机构根据凸轮与摆杆的转向可分为:

- 1) 凸轮转向与摆杆转向相同, 如图1—a
- 2) 凸轮转向与摆杆转向相反, 如图1—b

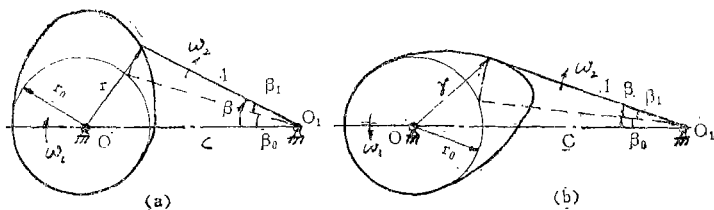


图 1

从图 1 看出, 凸轮理论廓线的基圆半径 r_0 与摆杆初始位置角 β_0 、摆杆长度 l 、凸轮轴与摆杆回转轴的中心距 C 的关系为: $r_0^2 = l^2 + C^2 - 2lC\cos\beta_0$, 本文将采用无因次的方法来讨论各参数, 令

$$\frac{r_0}{C} = R_0, \quad \frac{l}{C} = L$$

2. 压力角

对于凸轮转向与摆杆转向相同的情况:

由文献[6]知, 在摆杆任意位置 β 处压力角 α 的一般表达式为:

本文 1987 年 3 月 12 日收到。

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta - L \frac{\left(1 - \frac{d\beta}{d\theta}\right)}{\sin \beta} \quad (1)$$

对于凸轮转向与摆杆转向相反的情况:

同样由文献[6]得:

$$\operatorname{tg} \alpha = -\operatorname{ctg} \beta + L \frac{\left(1 + \frac{d\beta}{d\theta}\right)}{\sin \beta} \quad (2)$$

比较(1)、(2)两式可知, 转向相反情况是转向相同公式中将 $-\beta$ 换成 β 的结果。

3. L 、 β_0

对于凸轮转向与摆杆转向相同情况:

设在摆杆某一位置 β ($\beta = \beta_0 + \beta_1$) 处压力角 α 达到最大值且等于许用压力角 $[\alpha]$, 则由[6]知, L 、 β_0 与位置 β 和许用压力角 $[\alpha]$ 的关系为:

$$L^2 = \frac{1}{\cos^2 [\alpha] \left[\left(1 - \frac{d\beta}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2} / \frac{d\beta}{d\theta}\right)^2 \right]} \quad (3)$$

$$\operatorname{tg} ([\alpha] + \beta_0 + \beta_1) = \frac{\frac{d^2\beta}{d\theta^2}}{\left(1 - \frac{d\beta}{d\theta}\right) \frac{d\beta}{d\theta}} \quad (4)$$

$$C = \frac{L}{L} = l \cos [\alpha] \sqrt{\left(1 - \frac{d\beta}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2} / \frac{d\beta}{d\theta}\right)^2} \quad (5)$$

上面求得的 L 、 β_0 的物理意义可由图2说明。

对于摆杆某一位置 O_1B_i , 由机械原理的方法可以作 $D_i d_i$, 且 $\angle B_i D_i d_i = 90^\circ - [\alpha]$, 凸轮轴中心便应在 $D_i d_i$ 限制线上或其右下方所围区域内选择。当摆杆位置取无穷多时, 所有这些 $D_i d_i$ ($i = 1, 2, \dots$) 限制线将构成包络线 b_1 , 而包络线 b_1 与 $D_i d_i$ 的切点 E_i 的坐标正好是上面所求得的在该位置的 C 和 β_0 。为了保证压力角在整个行程中都不大于 $[\alpha]$, 则其凸轮轴心应在 b_1 线上或其右下方选取。

从理论上来说, 对应于位置 O_1B_i 的 $D_i d_i$ 限制线, 必可作出反方向限制线 $D_i d_i'$, 所有 $D_i d_i'$ ($i = 1, 2, \dots$) 也将构成一条包络线 b_1' 。但经大量计算和分析证明, 在实用上它的作用可由初始及终了两位位置的反方向限制线 $D_0 d_0'$ 和 $D_m d_m'$ 来代替(证明从略)。这样为了保证在行程中, 任意位置压力角在两个方向均不大于 $[\alpha]$, 凸轮轴心应在 b_1 、 $D_0 d_0'$ (即 $B_0 d_0'$)和 $D_m d_m'$ (即 $B_m d_m'$)所围区域内选择。

对于凸轮转向和摆杆转向相反情况:

同样由文献[6]得:

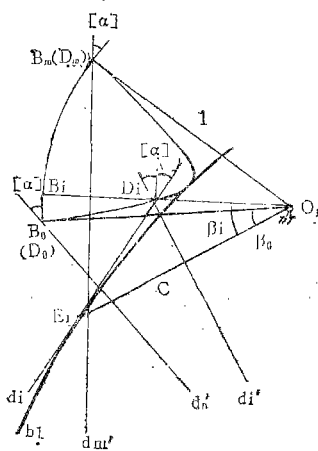


图2

$$L^2 = \frac{1}{\cos^2[\alpha] \left[\left(1 + \frac{d\beta}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2} / \frac{d\beta}{d\theta} \right)^2 \right]} \quad (6)$$

$$\operatorname{tg}([\alpha] - \beta_0 - \beta_1) = \frac{\frac{d^2\beta}{d\theta^2}}{\left(1 + \frac{d\beta}{d\theta} \right) \frac{d\beta}{d\theta}} \quad (7)$$

$$C = \frac{l}{L} = l \cos[\alpha] \sqrt{\left(1 + \frac{d\beta}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2} / \frac{d\beta}{d\theta} \right)^2} \quad (8)$$

比较式(3)、(6)及(4)、(7)可知, 转向相反情况是转向相同公式中将 $-\beta$ 换成 β 的结果。

二、盘状凸轮理论曲线的曲率和曲率半径

1. 对于凸轮转向与摆杆转向相同情况

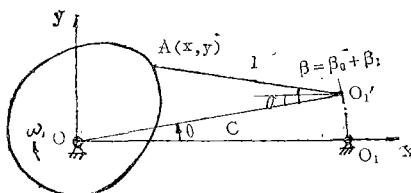


图 3

如图 3 由[4], 根据反转法原理, 摆动从动杆盘状凸轮的理论曲线的解析方程式为:

$$\begin{cases} x = C \cos \theta - l \cos(\beta - \theta) \\ y = C \sin \theta + l \sin(\beta - \theta) \end{cases} \quad (9)$$

$$k = \frac{d\tau}{ds} = \frac{d\tau}{d\theta} / \frac{ds}{d\theta}$$

$$\frac{ds}{d\theta} = \sqrt{\left(\frac{dx}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy}{d\theta} \right)^2} = \sqrt{x'^2 + y'^2}$$

$$\frac{d\tau}{d\theta} = \frac{\frac{dx}{d\theta} \frac{d^2y}{d\theta^2} - \frac{dy}{d\theta} \frac{d^2x}{d\theta^2}}{\left(\frac{dx}{d\theta} \right)^2 + \left(\frac{dy}{d\theta} \right)^2}$$

$$k = \frac{x'y'' - y'x''}{(x'^2 + y'^2)^{3/2}} \quad (10)$$

将(9)式对 θ 求一、二阶导数并代入上式得:

$$\text{曲率 } k = \frac{C^2 - l^2 \left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right)^3 - cl \frac{d^2\beta}{d\theta^2} \sin \beta + cl \left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right) \left(2 - \frac{d\beta}{d\theta} \right) \cos \beta}{\left[C^2 + 2cl \left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right) \cos \beta + l^2 \left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right)^2 \right]^{3/2}}$$

曲率半径

$$\rho = \frac{1}{k} = \frac{\left[C^2 + 2Cl\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)\cos\beta + l^2\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)^2 \right]^{3/2}}{\left[C^2 - l^2\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)^3 - Cl\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\sin\beta + Cl\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)\left(2 - \frac{d\beta}{d\theta}\right)\cos\beta \right]}$$

令

$$\frac{\rho}{C} = \bar{\rho}, \quad \frac{l}{C} = L, \quad \frac{k}{C} = K,$$

将上式化成无因次参数, 则有

$$K = \frac{1 - L^2\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)^3 - L\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\sin\beta + L\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)\left(2 - \frac{d\beta}{d\theta}\right)\cos\beta}{\left[1 + 2L\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)\cos\beta + L^2\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)^2\right]^{3/2}} \quad (11)$$

2. 对于凸轮转向与摆杆转向相反情况

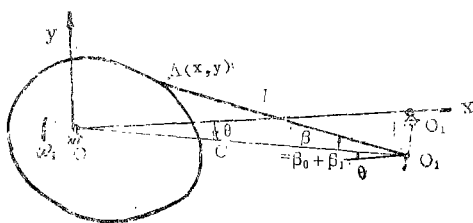


图 4

如图 4。与转向相同情况类似有:

$$\begin{cases} x = C \cos \theta - l \cos(\beta + \theta) \\ y = -C \sin \theta + l \sin(\beta + \theta) \end{cases}$$

同样也有

$$K = - \frac{1 - L^2\left(-\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)^3 - L\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\sin\beta + L\left(-\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)\left(2 + \frac{d\beta}{d\theta}\right)\cos\beta}{\left[1 + 2L\left(-\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)\cos\beta + L^2\left(-\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)^2\right]^{3/2}} \quad (12a)$$

如在式(11)和(12a)中, 希望曲线外凸时, 曲率都为正; 当曲线内凹时, 曲率都为负, 那么(12a)式应当改变符号, 即:

$$K = \frac{1 - L^2\left(-\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)^3 - L\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\sin\beta + L\left(-\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)\left(2 + \frac{d\beta}{d\theta}\right)\cos\beta}{\left[1 + 2L\left(-\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)\cos\beta + L^2\left(-\frac{d\beta}{d\theta} - 1\right)^2\right]^{3/2}} \quad (12)$$

比较(11)、(12)二式可以看出, 转向相反情况是转向相同公式中将 β 换成 $-\beta$ 的结果。

上述改变符号的理由为:

由高等数学知, 曲率公式为

$$k = \frac{d\tau}{ds} = \frac{d\tau}{d\theta} / \frac{ds}{d\theta}$$

即式(10), 在公式的分母中, $(x'^2 + y'^2)^{1/2}$ 取为正, 即 $ds/d\theta$ 为正, 则按此公式计算K值, 其正负完全取决于 $d\tau/d\theta$ 的正负。

对于转向相同的情况, 如图5所示, 由反转法原理, 此时 θ 的方向为逆时针方向, 从图中可以看出, 随着 θ 的增大, τ 也增大, 即 $d\tau/d\theta > 0$, (12a)式中 $K > 0$, 此时曲线外凸; 反之若 τ 减小, 即 $d\tau/d\theta < 0$, $K < 0$, 此时曲线内凹。

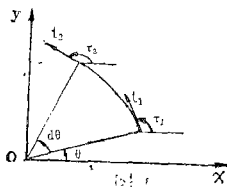


图5

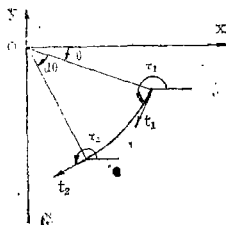


图6

对于转向相反的情况, 如图6所示。按照反转法原理, 此时 θ 的方向为顺时针方向。随着 θ 的增大, τ 减小即 $d\tau/d\theta < 0$, (12a)式中 $k < 0$, 但此时曲线外凸。

为了统一让 $k > 0$ 时表示曲线外凸, $k < 0$ 时曲线内凹, 必须将转向相反时所导出的(12a)式的K冠以负号成(12)式。

三、最大曲率的发生位置

1. 公式推导

对于转向相同情况:

将(11)式对 θ 求导并令 $dk/d\theta = 0$, 整理后得:

$$AL^2 + BL + C = 0 \quad (13)$$

式中

$$A = \sin \beta \left[\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right) \left[\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right)^2 \frac{d\beta}{d\theta} \left(2 \frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right) - 3 \left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2} \right)^2 + \left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right) \frac{d^3\beta}{d\theta^3} \right] \right. \\ \left. + 3 \cos \beta \left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right)^2 \frac{d^2\beta}{d\theta^2} \frac{d\beta}{d\theta} \right]$$

$$B = 6 \left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right) \frac{d^2\beta}{d\theta^2} \frac{d\beta}{d\theta} + \sin \beta \cos \beta \left[\left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right)^2 \left(\frac{d\beta}{d\theta} - 2 \right) \frac{d\beta}{d\theta} \right. \\ \left. - 3 \left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2} \right)^2 + 2 \left(\frac{d\beta}{d\theta} - 1 \right) \frac{d^3\beta}{d\theta^3} \right]$$

$$C = \sin \beta \left\{ \left[1 - \left(\frac{d\beta}{d\theta} \right)^2 \right] \frac{d\beta}{d\theta} + \frac{d^3\beta}{d\theta^3} \right\} + 3 \cos \beta \frac{d^2\beta}{d\theta^2} \frac{d\beta}{d\theta}$$

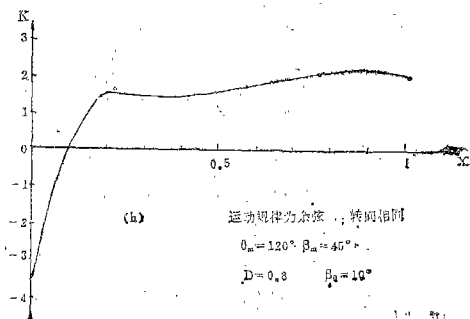
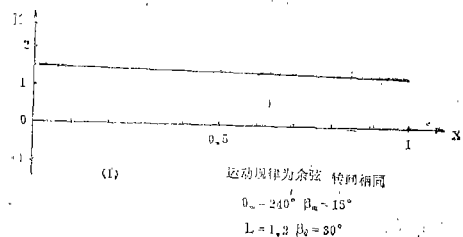
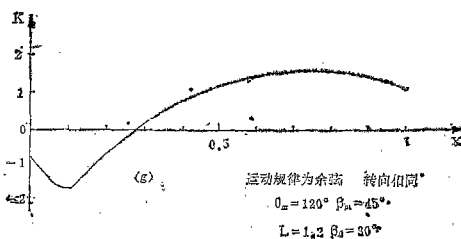
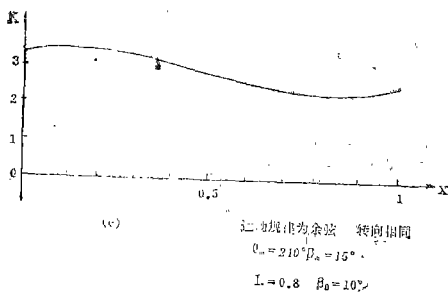
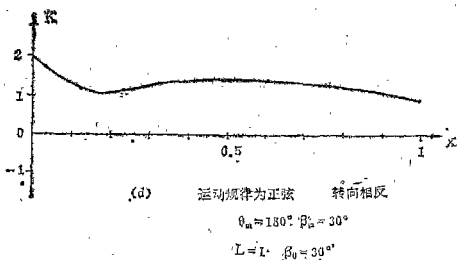
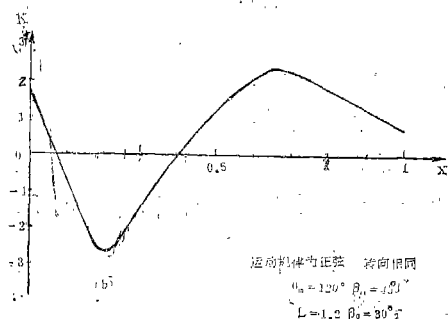
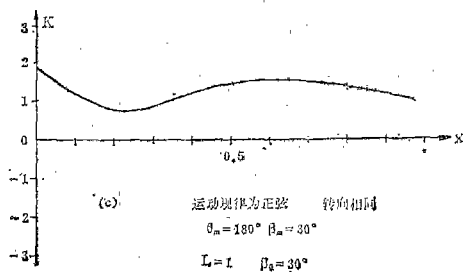
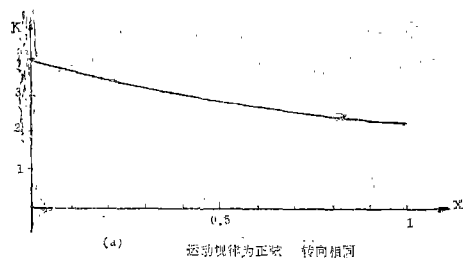
这就是曲率出现极值所必须满足的条件。

对于转向相反情况, 仅需将(13)式中的 β 代以 $(-\beta)$ 即可。

在(13)式中, 如果已知 L 和摆杆运动规律, 可求得曲率出现极值时的摆杆位置 β (或凸轮转角 θ)。

2. 极值位置分析

图7列举了二种常用运动规律在取不同 θ_m 、 β_m 、 L 、 β_0 值时, 根据公式(11)、(12)逐



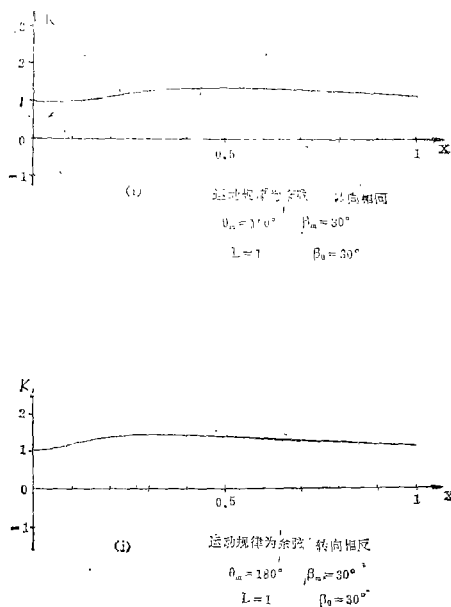


图 7

表 1

计算参数	$x = 0$	$x = 1$
β_1	0	β_m
$\frac{d\beta_1}{d\theta}$	0	0
$\frac{d^2\beta_1}{d\theta^2}$	0	0
$\frac{d^3\beta_1}{d\theta^3}$	$\frac{4\pi^2\beta_m}{\theta_m^3}$	$\frac{4\pi^2\beta_m}{\theta_m^3}$
K	$\frac{1}{R_0}$ R_0 为凸轮起始位置向径, 即基圆半径	$\frac{1}{R_m}$ R_m 为对应于摆杆最大摆角的凸轮向径
$\frac{dK}{d\theta}$	$\frac{-L\sin\beta_0 \cdot \frac{4\pi^2\beta_m}{\theta_m^3}}{[1 - 2L\cos\beta_0 + L^2]^{3/2}}$ 分母恒为正, 分子恒为负, $\frac{dK}{d\theta}$ 为负。	$\frac{-L\sin(\beta_0 + \beta_m) \cdot \frac{4\pi^2\beta_m}{\theta_m^3}}{[1 - 2L\cos(\beta_0 + \beta_m) + L^2]^{3/2}}$ 分母恒为正, 分子恒为负, $\frac{dK}{d\theta}$ 为负。

由表 1 知: 在起始和终了位置, 曲率和曲线的斜率均为负, 所以曲率必定有偶数个极值即零或 2, 且当有二个极值时, 必然是先极小后极大。

②对于加速度在起始和终了位置不连续的运动规律(如余弦等)。以余弦运动规律来说明, 若 $\beta_1 = \frac{\beta_m}{2}(1 - \cos\pi x)$, 将转向相同情况在起始和终了位置的各参数值列于表 2。

点计算 K 值所画出的曲率变化曲线, 即 $k-x$ 曲线, 此处 $x = \theta/\theta_m$, 从中可以看出最大曲率发生的位置。通过计算知道用(13)式求解曲率极值的方法求得的极值位置 x^* 与图 7 中的极值位置完全一致, 这反过来证明了式(13)的正确性。

由图可知:

1) 对于正弦运动规律其曲率或没有极值或有偶数个极值, 而对于余弦运动规律可能没有极值, 也可能有一、二或三个极值。

①对于加速度在起始及终了位置连续的运动规律(如正弦、多项式等), 以正弦运动规律来说明。若 $\beta_1 = \frac{\beta_m}{2\pi}(2\pi x - \sin 2\pi x)$, 将转向相同情况在起始和终了的各参数值列于表 1。

表 2

计算参数	$x=0$	$x=1$
β_1	0	β_m
$\frac{d\beta_1}{d\theta}$	0	0
$\frac{d^2\beta_1}{d\theta^2}$	$\frac{\pi^2\beta_m}{2\theta_m^2}$	$-\frac{\pi^2\beta_m}{2\theta_m^2}$
$\frac{d^3\beta_1}{d\theta^3}$	0	0
K	$\frac{R_o^2 - L \frac{\pi^2\beta_m}{2\theta_m^2} \sin\beta_o}{R_o^3}$ 与正弦规律相比 $K_{余} < K_{正}$	$\frac{R_m^2 + L \frac{\pi^2\beta_m}{2\theta_m^2} \sin(\beta_o + \beta_m)}{R_m^3}$ 与正弦规律相比 $K_{余} > K_{正}$
$\frac{dK}{d\theta}$	$\frac{-3L^2 \frac{\pi^4\beta_m^2}{4\theta_m^4} [L - \cos\beta_o] \sin\beta_o}{[1 - 2L\cos\beta_o + L^2]^{5/2}}$ 当 $L > \cos\beta_o$, $\frac{dK}{d\theta}$ 为负 $L < \cos\beta_o$, $\frac{dK}{d\theta}$ 为正	$\frac{-3L^2 \frac{\pi^4\beta_m^2}{4\theta_m^4} [L - \cos(\beta_o + \beta_m)] \sin(\beta_o + \beta_m)}{[1 - 2L\cos(\beta_o + \beta_m) + L^2]^{5/2}}$ 当 $L > \cos(\beta_o + \beta_m)$, $\frac{dK}{d\theta}$ 为负 $L < \cos(\beta_o + \beta_m)$, $\frac{dK}{d\theta}$ 为正

由于起始和终了位置时,曲率和曲线的斜率正负号不定,于是其极值变化情况较为复杂。当 $L > \cos\beta_o$ 、 $L > \cos(\beta_o + \beta_m)$ 时,如图 7 中(g);当 $L < \cos\beta_o$ 、 $L < \cos(\beta_o + \beta_m)$ 时,如图 7 中(e);当 $L < \cos\beta_o$ 、 $L > \cos(\beta_o + \beta_m)$ 时,如图 7 中(h)。

2) 转向相同与转向相反时的 $k-x$ 曲线变化趋势基本一致。

3) 在 $x=0$ 、 $x=1$ 时也可能是曲率的最大或最小值。

四、优化数学模型

1. 目标函数

对于凸轮机构的设计,在满足运动学条件的情况下,希望尽可能使凸轮机构的尺寸最小。其尺寸指标可以是凸轮尺寸也可以是整个机构的尺寸,这由具体情况而定。这里以凸轮基圆半径为目标。

由文献[6],为了保证优化后的基圆半径最小,又必须大于结构需要的最小半径,取目标函数为

$$\begin{aligned}
 F(x) &= (R_o - R_a)^2 \\
 &= L^2 + 1 - 2L \cos \beta_o - 2R_a \sqrt{L^2 + 1 - 2L \cos \beta_o} + R_a^2 \\
 R_a &= \frac{1.5d_s + 12}{C}
 \end{aligned} \tag{14}$$

为结构需要的最小无因次半径。

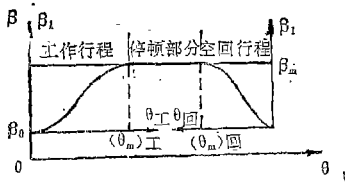


图 8

d_s 为凸轮轴直径。

目标函数中参数 L 、 β_0 是由下面方法确定的：

与文献[6]中同样原理，摆动从动杆盘状凸轮机构的摆动角位移 β 和凸轮转角 θ 的一般关系如图 8 所示。

不管凸轮与摆杆转向如何，对于工作行程和空回行程的摆杆转向而言，总是一个与凸轮转向相同，另一个与凸轮转向相反。令转向相同的行程为标号 1 的行程，转向相反的行程为标号 2 的行程。至于工作行程是属于标号 1 还是标号 2，则要由具体的转向相同还是相反来决定。

对于标号 1 的行程而言，设在 $\theta_1(x_1 = \theta_1/\theta_{m1}$ 即 $\theta_1 = x_1\theta_{m1}$) 处的压力角为极大且等于 α_1 ；对于标号 2 的行程，设在 $\theta_2(x_2 = \theta_2/\theta_{m2})$ 处压力角为极大且等于 α_2 。由[6]得

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{u_1 - u_2 \cos A}{u_2 \sin A} \quad (15)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{u_2 - u_1 \cos A}{u_1 \sin A} \quad (16)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= \sqrt{\left[1 - \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_1\right]^2 + \left[\left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\right)_1 / \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_1\right]^2} \\ u_2 &= \sqrt{\left[1 + \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_2\right]^2 + \left[\left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\right)_2 / \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_2\right]^2} \\ A &= \operatorname{tg}^{-1} \frac{\left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\right)_1}{\left[1 - \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_1\right]\left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_1} + \operatorname{tg}^{-1} \frac{\left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\right)_2}{\left[1 + \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_2\right]\left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_2} - (\beta_1)_1 + (\beta_1)_2 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

而

$$L = \frac{1}{\cos^2 \alpha_1 \left[1 - \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_1\right]^2 + \left[\left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\right)_1 / \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_1\right]^2} \quad (18)$$

或

$$L = \frac{1}{\cos^2 \alpha_2 \left[1 + \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_2\right]^2 + \left[\left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\right)_2 / \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_2\right]^2} \quad (18a)$$

$$\alpha_0 = \operatorname{tg}^{-1} \frac{\left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\right)_1}{\left[1 - \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_1\right]\left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_1} - (\beta_1)_1 - \alpha_1 \quad (19)$$

或

$$\beta_0 = \operatorname{tg}^{-1} \frac{\left(\frac{d^2\beta}{d\theta^2}\right)_2}{\left[1 + \left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_2\right]\left(\frac{d\beta}{d\theta}\right)_2} - (\beta_1)_2 + \alpha_2 \quad (19a)$$

在给定一组 x_1 、 x_2 值之后, 那末由(15)、(16)式可以确定 α_1 、 α_2 , 又由(18)、(19)或(18a)、(19a)式可以求得 L 、 β_0 , 代入(14)式可求出 $F(x)$ 。该目标函数是由参数 x_1 、 x_2 所确定的二维函数, 本问题也即是一个二维优化问题。

2. 约束条件

1) 满足许用压力角条件, 与文献[6]类似有①为了保证转向相同行程和转向相反行程中最大压力角不超过许用压力角有:

$$g_1(x) = \lg[\alpha_1] - \frac{u_1 - u_2 \cos A}{u_2 \sin A} \geq 0$$

$$g_2(x) = \lg[\alpha_2] - \frac{u_2 - u_1 \cos A}{u_1 \sin A} \geq 0$$

②为了保证在起始和终了位置的压力角不超过许用压力角:

$$g_{31}(x) = \sin \beta_0 - \cos[\alpha_1] \sqrt{L^2 + 1 - 2L \cos \beta_0} \geq 0$$

$$g_{32}(x) = \sin \beta_0 - \cos[\alpha_2] \sqrt{L^2 + 1 - 2L \cos \beta_0} \geq 0$$

$$g_{41}(x) = \sin(\beta_0 + \beta_m) - \cos[\alpha_1] \sqrt{L^2 + 1 - 2L \cos(\beta_0 + \beta_m)} \geq 0$$

$$g_{42}(x) = \sin(\beta_0 + \beta_m) - \cos[\alpha_2] \sqrt{L^2 + 1 - 2L \cos(\beta_0 + \beta_m)} \geq 0$$

$g_{31}(x)$ 、 $g_{32}(x)$ 可合并成 $g_3(x)$; $g_{41}(x)$ 、 $g_{42}(x)$ 可合并成 $g_4(x)$ 。则:

$$g_3(x) = \sin \beta_0 - \cos[\alpha] \sqrt{L^2 + 1 - 2L \cos \beta_0} \geq 0$$

$$g_4(x) = \sin(\beta_0 + \beta_m) - \cos[\alpha] \sqrt{L^2 + 1 - 2L \cos(\beta_0 + \beta_m)} \geq 0$$

式中 $[\alpha]$ 为 $[\alpha_1]$ 、 $[\alpha_2]$ 中较小者。

2) 满足最小曲率半径条件并为了保证凸轮廓线不出现尖点或过大的接触应力, 其最小曲率半径必须适当地大于滚子半径 r_R , 由文献[2]推荐 $0.7\bar{\rho}_{\text{最小}} \geq R_C$, 其中 R_C 为无因次滚子半径, $R_C = r_R/C$ 。

设 $\bar{\rho}_1$ 最小、 $\bar{\rho}_2$ 最小分别为转向相同行程和转向相反行程时凸轮理论廓线的最小无因次曲率半径, 在给定一组 x_1 、 x_2 值之后, 由前面方法确定 L 、 β_0 , 将其代入(13)式, 用计算机数值解法解得所有曲率极值的发生位置 x_1' 、 x_1'' ……; x_2' 、 x_2'' ……, 将它们分别代入式(11)、(12)式, 求出各极值并与各自端点($x=0$ 、 $x=1$)的曲率半径相比较, 便可求得 K_1 最大、 K_2 最大, 于是 $\bar{\rho}_1$ 最小、 $\bar{\rho}_2$ 最小相应而知。对于形封闭凸轮机构 $\bar{\rho}_{\text{最小}}$ 应为 $|\bar{\rho}|$ 的最小值, 而对于力封闭凸轮机构则为大于零的 $\bar{\rho}$ 的最小值。于是

$$g_5(x) = 0.7\bar{\rho}_1 \text{最小} - R_C \geq 0$$

$$g_6(x) = 0.7\bar{\rho}_2 \text{最小} - R_C \geq 0$$

3) 变量上、下限 $g_7(x) = x_1 \geq 0$; $g_8(x) = 1 - x_1 \geq 0$; $g_9(x) = x_2 \geq 0$ $g_{10}(x) = 1 - x_2 \geq 0$

四、优化程序框图

优化算法选用复合形法, 顶点数为 $K = 2n$ 。初始复合形顶点全部用随机数确定。框图中

θ_{m1} 、 θ_{m2} 分别为转向相同行程和转向相反行程时的凸轮转角; ij 为凸轮封闭形式, $ij=1$ 为形封闭; $ij=2$ 为力封闭。

本程序采用 Fortran 77 语言编写, 在具有该语言功能的计算机上均能运行通过。

五、设计举例

设有一力封闭摆动从动杆盘状凸轮机构, 当凸轮顺时针转过 130° 时, 摆杆按正弦加速度规律沿顺时针方向上摆 30° , 接着凸轮继续转过 130° 时, 摆杆又以正弦加速度规律回摆 30° , 随后凸轮继续转完一周, 摆杆在下端位置

停留, 取工作行程的许用压力角 $[\alpha_1]=45^\circ$, 空回行程时的许用压力角 $[\alpha_2]=70^\circ$, 凸轮轴直径为 $d_s=30\text{mm}$, 凸轮转轴与摆杆销轴之间的距离为 $C=500\text{mm}$, 滚子半径 $r_R=12\text{mm}$, 试设计该凸轮机构, 并使其凸轮尺寸最小。

解: 将 $\theta_{m1}=130^\circ$, $\theta_{m2}=130^\circ$, $\beta_m=30^\circ$, $[\alpha_1]=45^\circ$, $[\alpha_2]=70^\circ$, $d_s=30\text{mm}$, $C=500\text{mm}$, $r_R=12$, $ij=2$ 输入计算机。计算结果为: $L=1.072158$, $\beta_o=9.77614$, $R_{omin}=0.906435$ 即: $l=536.079\text{mm}$, $r_{omin}=95.32175\text{mm}$

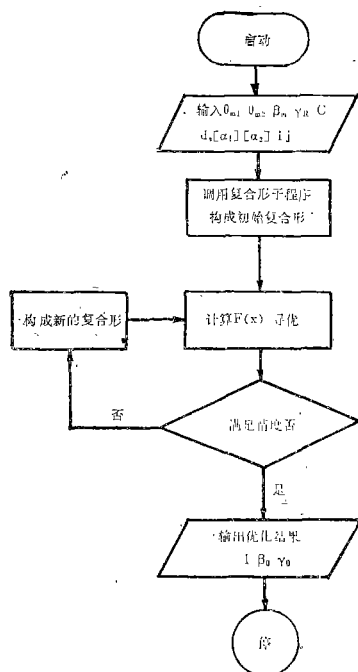


图9

参 考 文 献

- [1] Fam. Y. Chen, "Mechanics and Design of Cam Mechanisms", Pergamon Press, 1982
- [2] [东德], J. 伏尔默等著, 《凸轮机构》, 郭连声、柴邦衡译, 机械工业出版社, 1983
- [3] 黄锡恺、郑文伟主编, 《机械原理》, 人民教育出版社, 1981(修订版)
- [4] 天津大学等六院(校)合编, 天津大学主编, 《机械原理》, 人民教育出版社, 1979
- [5] [苏], O. H. 列维茨卡娅, H. И. 列维茨基著, 《机械原理教程》, 董师予 石绍琳译, 人民教育出版社, 1982
- [6] 吕庸厚、周榴明 "摆动从动杆盘状凸轮机构按压力角的优化设计", 《无锡轻工业学院学报》, 1986年, 第1期

87036

火焰原子吸收法快速测定矿泉水中10种元素《无锡轻工业学院学报》1987年,第6卷,第4期

主题词 火焰;原子光谱;测定;矿泉水

摘要 本文提出用原子吸收法快速测定矿泉水中10种元素含量的方法,对元素间的相互干扰进行了探讨。本法具有快速,简单可靠,样品无需特殊处理等特点。10种元素测定回收率在96—102%,变异系数为0.96—10.0%。

作者: 吴保承

87037

金电极阳极溶出伏安法测定河产品中微量砷《无锡轻工业学院学报》1987年,第6卷,第4期

主题词 砷;微量分析;金属电极;阳极溶出伏安法/淡水鱼

摘要 采用金电极阳极溶出伏安法测定食品中微量的砷,以还原蒸馏法分离干扰离子,在静止溶液中富集 As^{3+} ,此法测定范围可从25—400ppb。用本方法分析水质、饮料、植物油、河产品中微量的砷可得到满意结果。

作者: 余槐、李永贞、蒋雄图

87038

摆动从动杆盘状凸轮机构的运动设计——同时考虑许用压力角和最小曲率半径优化的设计《无锡轻工业学院学报》1987年,第6卷,第4期

主题词 凸轮机构;最佳化设计;压力角

摘要 本文对摆动从动杆盘状凸轮机构的最大压力角和最小曲率半径问题进行了详细的讨论。根据优化原理,同时考虑许用压力角和最小曲率半径,对摆动从动杆盘状凸轮机构进行了最优化设计。在仅给出摆杆运动规律、摆杆最大摆角和相应凸轮转角的情况下,直接确定凸轮的最小基圆半径、摆杆长度和摆杆初始位置角。

作者: 吕庸厚、周榴明

87039

输送链的结构与齿形探讨《无锡轻工业学院学报》1987年,第6卷,第4期

主题词 链;输送链;变节距;定节距;“包络—轨迹”法修正齿形

摘要 本文讨论了链传动中克服和消除多边形效应的新途径。利用包络原理,求出平动时链传动的齿形。传动中链轮齿和链节齿在啮合点一道旋转,实现变节距或定节距传动。并提出了用“包络—轨迹”对平动齿形进行修正,传动中链节体的前铰链沿圆弧运动,后铰链作平动,完全消除链传动中的多边形效应。最后提出了对结构设计产生影响的几种啮合情况。

作者: 杜康宁

87038

THE KINEMATICS OPTIMAL DESIGN of RADIAL CAM MECHANISM with SWINGING ROLLER FOLLOWER —OPTIMAL DESIGN in CONSIDERATION of BOTH the PERMITTED PRESSURE ANGLE and MINIMAL RADIUS of CURVATURE (Journal of the Wuxi Institute of Light Industry) Vol.6, No.4, 1987

SUBJECTWORDS Cam mechanisms; Optimization; Pressure angles
ABSTRACT In this paper, the pressure angle and minimal radius of curvature of cam mechanism with swinging roller follower are discussed in details. According to the principle of optimization and considering the permitted pressure angle and minimal radius of curvature at the same time, the kinematics optimal design of radial cam mechanism with swinging roller follower is completed. When given the motion and maximal swinging angle of follower, and the corresponding rotation angle of cam, the minimal prime circle radius of cam, and the length and initial position angle of follower can be determined directly.

Author: Leu Yonghou Zhou Linming

87036

RAPID DETERMINATION of TEN KINDS of ELEMENTS in MINERAL WATER by FLAME ATOMIC ABSORPTION SPECTROMETRY (Journal of the Wuxi Institute of Light Industry) Vol.6, No.4, 1987

SUBJECTWORDS Flame; Atomic absorption spectrum; Determination;

Mineral spring

ABSTRACT A method of rapid determination of the amount of ten kinds of elements in mineral water by flame atomic absorption spectrometry is introduced. The interferences among elements are studied. Rapidity, simplicity and reliability are the characteristics of this method. And also samples were not treated specifically. The determination recoveries of the ten elements are 96—102%. The coefficients of variation are 0.96—10.0%.

Author: Wu Baocheng

87039

AN APPROACH to the STRUCTURE and TOOTH SHAPE of TRANSPORT CHAIN (Journal of the Wuxi Institute of Light Industry) Vol.6, No.4, 1987

SUBJECTWORDS Chain; Transport chain; Non-constant pitch; Constant pitch; Correction of tooth profile by "envelope-path" method

ABSTRACT A new approach to overcome and eliminate the polygon effect in chain drives is discussed in this paper. Tooth shape of chain drive in parallel motion is determined by the envelope theory. Sprocket and chain turn together on the last point of their line of action to realize chain transmission with constant pitch or with non-constant pitch. The article puts forward a new method, "envelope-path" method, to correct the tooth shape mentioned. During the chain transmission the former joint moves along circular arc, the latter has a parallel motion in order to eliminate fully the polygon effect of chain drives. Finally the article introduces several circumstances which affect the design of chain drives.

Author: Du Kangning

87037

MEASURING MICRO-ARSENIC in RIVER PRODUCTS by GOLD ELECTRODE ANODE STRIPPING VOLTAMMETRY (Journal of the Wuxi Institute of Light Industry) Vol.6, No.4, 1987

SUBJECTWORDS Micro-Arsenic; Gold electrode; Anode stripping

voltammetry; River products

ABSTRACT This paper discusses how to use the Gold Electrode Anode Stripping Voltammetry for measuring Micro-Arsenic in the food, and offers the method for separating the disturbing ions by reducing and distilling and collecting arsenic(III) in standstill solution. It has been proved that the reproducibility of the data obtained by the Gold Electrode is in the range of measurement from 25 to 400 ppb. A satisfactory result has been achieved by using the method for analysing the Micro-Arsenic in water, beverage, plant oil, as well as river products.

Author: Yu Hual Li Yongzhen Jiang Xiongtu