

性模数, J_p 为扭杆断面的极惯性矩, $J_p = \frac{\pi}{2} \cdot r^4$ (r 为扭杆半径), 则扭杆转角为 ϕ 时的扭矩 M 为:

$$M(\phi) = \frac{G \cdot J_p}{l} \cdot \phi \quad (1)$$

根据图 1 及力的平衡关系、能量关系可得在平衡凸轮上的扭矩应为:

$$M_k(\phi) = \frac{G \cdot J_p}{l} \cdot \left| \frac{r_1}{R} \right|^2 \cdot \phi \quad (2)$$

式中, ϕ 为凸轮转角; r_1 为小轮半径; R 为扇形板半径。

2 解析法求解平衡凸轮的实际廓线

如图 2(a) 所示, 凸轮转动一角度 α , 如果从相对运动的观点看, 那么从凸轮表面上观察, 链轮的转动是链轮沿相反方向转动了一个角度 α , 见图 2(b)^[31]。以下的推导就是建立在此基础上, 即假定平衡凸轮固定, 所有的矢量均是以固定在凸轮上的坐标为参照系的。

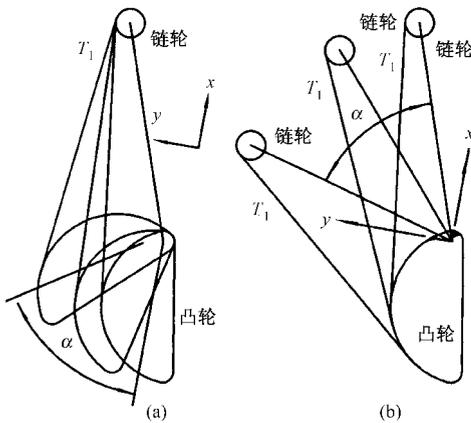


图 2 反转法原理图

图 3 为平衡凸轮廓线求解原理图。其中 c 为凸轮与链轮的中心距, 链轮半径为 r_A , 链的厚度为 t 。工作中, 链条应始终处于紧张状态, 即链条的节线一定与凸轮的理论廓线相切。建立以凸轮的转动中心 O 为坐标原点的直角坐标系 XOY 。从凸轮的转动中心 O 及链轮中心 A 向链条分别作垂线与链条中心线交于 B 点和 C 点, C 点即为链条与链轮的切点。令 $OB = r_x$, OB 与 OA 之间的夹角为 β 。又设链条与凸轮的理论廓线的切点为 N , 链条与凸轮的实际廓线的切点为 P , 令 $CN = b$, 切点 P 的矢量表达式为 P , 过切点 P 的凸轮轮廓的法线方向的单位矢量为 n 。则

$$n = e^{i(\phi + \beta)} \quad (3)$$

显然, 矢量 $dP/d\phi$ 的方向与 n 的方向垂直, 两

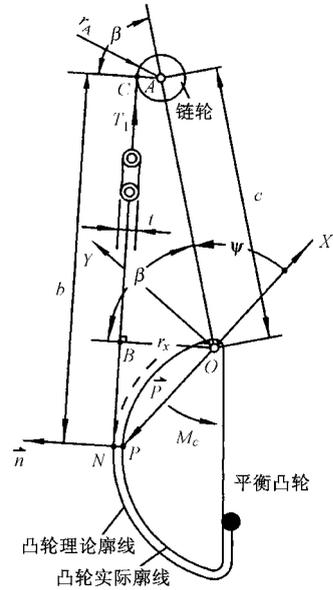


图 3 平衡凸轮廓线求解原理图

矢量的矢量积为零, 即有

$$\frac{dP}{d\phi} \cdot n = 0 \quad (4)$$

根据图 3 将 P 写成复数形式

$$P = ce^{i\phi} + r_A e^{i(\phi + \beta)} + be^{i(\phi + \beta + \pi/2)} - \frac{t}{2} e^{i(\phi + \beta)} \quad (5)$$

将式(5)求导并整理得

$$\frac{dP}{d\phi} = ice^{i\phi} + i \frac{dr_A}{d\phi} e^{i(\phi + \beta)} + i \left| r_A - \frac{t}{2} + ib \right| \left| 1 + \frac{d\beta}{d\phi} \right| e^{i(\phi + \beta)} \quad (6)$$

将式(3)、(6)代入式(4)中, 经简化得

$$b = \frac{c \sin \beta}{1 + \frac{d\beta}{d\phi}} \quad (7)$$

设链条的张力为 T_1 , 则 r_x 为

$$r_x = \frac{M_k(\phi)}{T_1} \quad (8)$$

$$\frac{dr_x}{d\phi} = \frac{1}{T_1} \cdot \frac{dM_k(\phi)}{d\phi} \quad (9)$$

另由图 3 得

$$\sin \beta = \frac{\sqrt{c^2 - (r_x - r_A)^2}}{c} \quad (10)$$

及

$$\beta = \cos^{-1} \left| \frac{r_x - r_A}{c} \right| \quad (11)$$

将 β 对 ϕ 求导得

$$\frac{d\beta}{d\phi} = \frac{-1}{\sqrt{c^2 - (r_x - r_A)^2}} \cdot \frac{dr_x}{d\phi} \quad (12)$$

将式(10)、(12)代入式(7)得

$$b = \frac{c^2 - (r_x - r_A)^2}{\sqrt{c^2 - (r_x - r_A)^2} - \frac{dr_x}{d\phi}} \quad (13)$$

如果给定力矩 $M_k(\phi)$, 链条张力 T_1 及中心距 c , 链轮的节圆半径 r_A , 链条厚度 t , 可由式(8)、(9) 计算对应于角 ϕ 的 r_x 及 $dr_x/d\phi$, 然后由式(11)、(13) 求出对应于该 ϕ 角的 β 和 b 值。最后将 ϕ 、 b 及 β 代入式(5) 中, 求出 P 点的坐标。如此在 ϕ 的变化范围内反复计算出 P 点的一系列坐标值, 由这一系列值就可描绘出满足平衡要求的平衡凸轮轮廓。

3 算 例

FA502、FA503、FA507 型细纱机钢领板均采用图 1 所示的平衡装置。其中扭杆的材料为 60Si2CrV 弹簧钢, $G = 8\ 000\ \text{kg/mm}^2$, 扭杆圆截面半径 $r = 10.5\ \text{mm}$, 长度 $l = 600\ \text{mm}$, 小轮与扇形板之间的尺寸关系 $r_1/R = 1/6$, 要求 $T_1 = 103\ \text{kg}$, 链轮 $r_A = 35\ \text{mm}$, 链轮与凸轮的中心距 $c = 700\ \text{mm}$, 链条厚度 $t = 16\ \text{mm}$ 。根据钢领板的行程可确定扭杆轴的转角 ϕ 的转动范围为 $(10.2^\circ \sim 28.8^\circ)$, 根据尺寸关系, 平衡凸轮的转角 $\psi = 6\phi$ 的转动范围为 $(61.2^\circ \sim 172.8^\circ)$, 根据上述参数可计算出如图 4 所示的平衡凸轮轮廓线(K-K 段)。表 1 为解析法计算出的 K-K 段上的 P 点的一系列坐标值。

表 1 凸轮轮廓线 K-K 段各点的坐标值(取 11 个点)

$\psi/^\circ$	x/mm	y/mm	$\psi/^\circ$	x/mm	y/mm
61.20	-73.19	-25.147	128.16	-66.951	-109.191
72.36	-77.452	-34.129	139.32	-54.329	-126.395
83.52	-80.54	-45.562	150.48	-37.463	-142.376
94.68	-81.7	-59.256	161.64	-16.43	-156.128
105.84	-80.2	-74.829	172.80	8.463	-166.645
117.00	-75.47	-91.716			

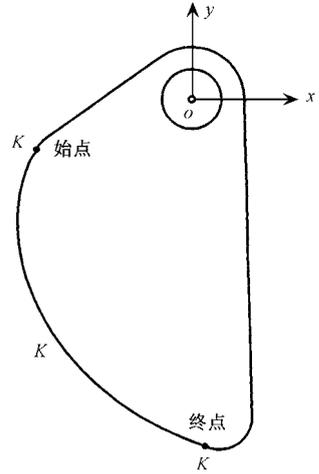


图 4 解析法设计的平衡凸轮轮廓线

4 结束语

本文所述的平衡凸轮实际上是一种在链条恒张力的情况下要求与链条相连的凸轮输出具有一定规律转矩的装置。采用上述解析法, 即使需要输出其它变化规律的转矩, 也可同样精确地求解出对应的凸轮廓线。所以这种机构常作为力矩发生机构^[4], 结合上述求解方法, 该机构除常用于平衡装置中, 也可用于控制装置中, 应用前景很广。

参考文献:

[1] 刘裕暄, 陈人哲. 纺织机械设计原理[M]. 北京: 纺织工业出版社, 1990. 223 - 262.

[2] 周炳荣. 纺纱机械[M]. 北京: 中国纺织出版社, 1999. 163 - 166.

[3] Tidwell P H. Synthesis of wrapping cams[J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116(6): 634 - 638.

[4] Yang Li Fan. Band drive suspension mechanism design for ground-based testing of flexible space structures[J]. Journal of Mechanical Design, 1995, 117(5): 135 - 140.