

行星分度凸轮机构凸轮廓线的设计*

王 皓 张 策 杨玉虎
(天津大学机械工程学院 天津 300072)

摘要: 阐述了行星分度凸轮机构这一创新设计构想, 该机构具有分度数大、体积小、重量轻、同时啮合滚子数多、承载能力大、以及输入输出同轴的特点。给出了该机构的两种结构形式, 推导了凸轮的理论廓线方程, 采用布尔运算求出了凸轮的实际轮廓, 进行了机构运动仿真。

关键词: 间歇机构 分度凸轮机构 行星传动 布尔运算

中图分类号: TH112

0 前言

目前, 应用于工业生产的凸轮型间歇传动机构包括三种类型, 即平行分度凸轮机构、弧面分度凸轮机构和圆柱分度凸轮机构。由于外啮合平行分度凸轮机构和弧面分度凸轮机构结构上的限制, 其分度数难以超过 8~12; 圆柱分度凸轮机构可实现的分度数虽然较大, 但分度数大时从动盘转动惯量大, 不宜用于高速运转, 因而该类机构的应用范围受到一定的限制。我国现有的凸轮加工设备总体上落后于发达国家, 产品质量亦受影响, 该类机构以单件、小批量生产为主, 难以形成规模经济, 因而生产成本较高, 制约了我国凸轮型分度机构制造产业的发展。

针对我国凸轮型分度机构科研和生产中所面临的问题, 文献[1]在国内外首次提出了行星分度凸轮机构这一创新设计构想。该机构将平行分度凸轮机构和摆线针轮减速机的优点结合在一起, 具有分度数大(可达 30~50 甚至更大)、体积小、重量轻、同时啮合滚子数多、承载能力大、以及输入输出同轴的特点, 因而在要求大分度、大承载、小体积的轻工自动机械中有广阔的应用前景。阐述行星分度凸轮机构的结构、工作原理和凸轮廓线的生成问题。

1 传动结构

如图 1 所示, 行星分度凸轮机构采用类似摆线针轮传动的 K-H-V 式结构, 只是把摆线轮—针轮副换为凸轮—针轮副。当输入轴带动转臂 H 等速回转时, 行星轮 g 随之公转, 并绕自身轴线自转, 在这一自转中按一定的运动规律作分度停歇运动。机

构采用与摆线针轮传动中完全一样的输出机构 W 将行星轮 g 的绝对角速度引出到输出轴 V。

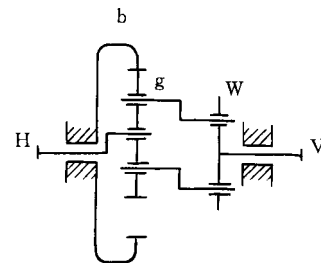


图 1 行星分度凸轮机构运动简图

根据凸轮—针轮副的布局, 行星分度凸轮机构可以有两种结构, 在 I 型结构中, 行星轮 g 为凸轮, 与之啮合的中心轮 b 为一内针轮, I 型结构的运动简图仍可采用图 1 来表示, 只是行星轮 g 不再是摆线齿廓, 而是新设计的凸轮齿廓; 在 II 型结构中, 行星轮 g 为一外针轮, 与之啮合的中心轮 b 为一内凸轮, 将针对两种不同的结构分别进行讨论。

此外, 新机构的传动结构既可以采用 K-H-V 式结构(如图 1), 也可以采用 RV 式结构, 同样是把机构中的摆线轮—针轮副换为凸轮—针轮副即可, RV 型行星分度凸轮机构将具有更高的分度精度。本文将 K-H-V 式结构为例展开讨论。

2 凸轮的理论廓线

2.1 凸轮理论廓线的方程

设转臂 H 的转角为 θ_H , 行星轮 g 的转角为 θ_g , 转臂 H 的长度为偏心距 e, 针齿个数为 z, 针轮半径为 R_c 。下面针对 I 型和 II 型两种不同的结构, 分别推导凸轮的理论廓线方程。

机构的 I 型结构坐标设置如图 2 所示, O_b 为针轮的几何中心, 固定坐标系 $O_b x_b y_b$ 与针轮相固连, O_g 为行星凸轮 g 的自转中心, 动坐标系 $O_g x_g y_g$ 与凸轮 g 固连, 在针轮坐标系 $O_b x_b y_b$ 中有 z 个针齿沿半

* 国家自然科学基金资助项目(50175077)。20010302 收到初稿, 20020908 收到修改稿

径为 R_z 的圆均布, 点 $M_i(i=1, \dots, z)$ 为各针齿的几何中心, 即各针齿的理论齿廓, 凸轮理论廓线是由分别与 z 个针齿相啮合的多段廓线首尾相接组成的, 在动坐标系 $O_g x_g y_g$ 中, 与针齿 M_i 相对应的第 i 段廓线的矢量函数 $R_{Ti}(t)$ 为

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_{Ti}(t) = \mathbf{R}_{zi} + \mathbf{H} = R_z \exp(j(\alpha_i - \theta_g(t))) - \\ e \exp(j(\theta_H(t) - \theta_g(t))) \\ t \in [0, T] \quad i = 1, 2, \dots, z \end{aligned} \quad (1)$$

式中 j ——虚数单位

e ——偏心距, $e = \overline{O_b O_g}$

T ——以量纲一时间表示的机构间歇运动周期, 可根据机构的动静比 d 确定

$$T = (d+1)d$$

t ——量纲一时间, 当 $t \in [0, 1]$ 为分度期,

$t \in (1, T]$ 为停歇期

α_i ——表征各针齿的位置, 各针齿的序号 i 以逆时针方向为正向, 第 1 号针齿位于坐标轴 X_b 正向上, $\alpha_i = 2\pi(i-1)/z$

$\theta_H(t)$ ——转臂 H 的转角, 表征机构的输入, 按匀速运动规律变化

$\theta_g(t)$ ——行星轮 g 的自转转角, 表征机构的输出, 按间歇运动规律变化

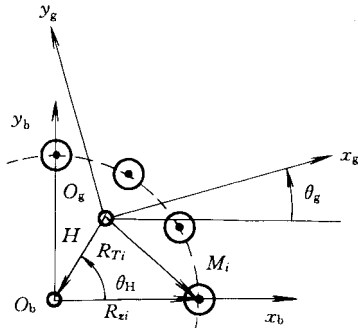


图 2 I 型结构坐标设置

II 型结构中凸轮—针轮副的坐标设置如图 3 所示, O_b 为内凸轮 b 的几何中心, 固定坐标系 $O_b x_b y_b$ 与凸轮相固连, O_g 为行星轮, 即外针轮 g 的自转中心, 动坐标系 $O_g x_g y_g$ 与针轮 g 固连。在针轮坐标系 $O_g x_g y_g$ 中有 z 个针齿沿半径为 R_z 的圆均布, 点 $M_i(i=1, \dots, z)$ 为各针齿的几何中心, 即各针齿的理论齿廓, 点 M_1 位于坐标轴 x_g 的正方向上, 各针齿序列号沿顺时针方向递增。凸轮理论廓线是由分别与 z 个针齿相啮合的多段廓线首尾相接组成的, 在固定坐标系 $O_b x_b y_b$ 中, 与针齿 M_i 相对应的第 i 段廓线的矢量函数 $R_{Ti}(t)$ 为

$$\mathbf{R}_{Ti}(t) = \mathbf{H} + \mathbf{R}_{zi} = e \exp(j\theta_H(t)) + R_z \exp(j(\alpha_i + \theta_g(t)))$$

$$R_z \exp(j(\alpha_i + \theta_g(t))) \\ t \in [0, T] \quad i = 1, 2, \dots, z \quad (2)$$

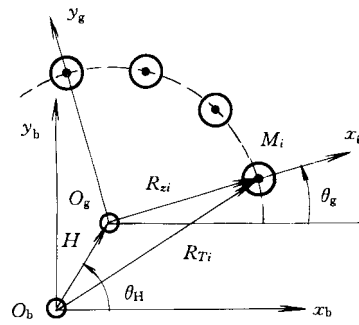


图 3 II 型结构坐标设置

由于 θ_H 、 θ_g 都是量纲一时间 t 的函数, 因此凸轮的理论廓线方程式(1)、(2)是以 t 为参数的参数方程。此外, 参照摆线针轮传动的设计参数, 定义变位系数

$$K_1 = \frac{en}{R_z} \quad (3)$$

由此可以根据针轮半径 R_z 和分度数 n , 通过改变 K_1 来确定式(1)、(2)中的偏心距 e 。

2.2 理论廓线的连续条件

根据式(1)、(2), 凸轮理论廓线是由 z 段廓线组成的。要使机构能够连续传动, 这 z 段廓线必须连续, 即按照参数 t 增加的方向, 第 i 段廓线终点必须与第 $i+1$ 段廓线的始点相重合, 而第 z 段廓线的终点必须与第 1 段廓线的始点相重合。因此, 凸轮理论廓线的连续条件为

$$\mathbf{R}_{Ti}(T) = \mathbf{R}_{T(i+1)}(0) \quad (4)$$

$$\mathbf{R}_{Tz}(T) = \mathbf{R}_{T1}(0) \quad (5)$$

根据式(4)、(5), 得到凸轮理论廓线的连续条件为

① 机构的分度数等于针齿个数, 即

$$n = z \quad (6)$$

② 机构的平均传动比为

$$\text{对于 I 型结构, } \bar{i}_{Hg} = -(z-1) \quad (7)$$

$$\text{对于 II 型结构, } \bar{i}_{Hg} = -z \quad (8)$$

根据凸轮理论廓线的连续条件, 对于 I 型结构, 机构的输入和输出分别为

$$\theta_H(t) = \theta_H(0) + \frac{2(n-1)\pi t}{nT} \quad (9)$$

$$\theta_g(t) = -\frac{2\pi S}{n} \quad (10)$$

对于 II 型结构, 机构的输入和输出分别为

$$\theta_H(t) = \frac{2\pi t}{T} \quad (11)$$

$$\theta_g(t) = -\frac{2\pi S}{n} \quad (12)$$

式中 S ——量纲一的位移

图 4 为 I 型结构凸轮理论廓线的计算结果, 设

计参数为：针轮半径 $R_z=100$ ，分度数 $n=12$ ，动静比 $d=0.83$ ，变位系数 $K_1=1.2$ ，从动件运动规律为修正正弦(MS)，图中以星号代表理论廓线各段的连接点。图5为II型结构凸轮理论廓线的计算结果，设计参数为：针轮半径 $R_z=100$ ，分度数 $n=12$ ，动静比 $d=1$ ，变位系数 $K_1=1.92$ ，从动件运动规律仍为修正正弦(MS)。

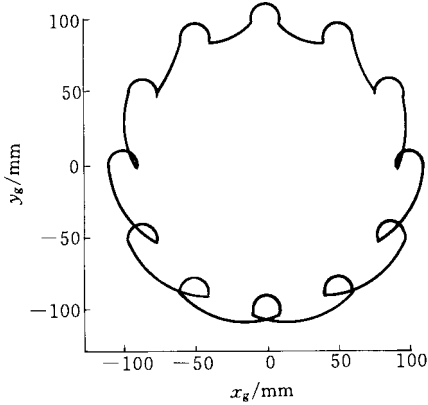


图4 I型结构凸轮理论廓线计算结果

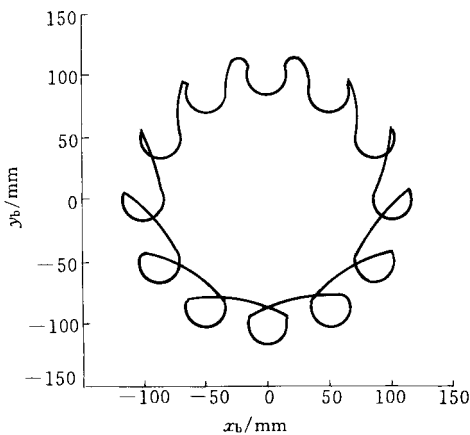


图5 II型结构凸轮理论廓线计算结果

3 凸轮的实际廓线

从图4、5中可发现凸轮理论廓线有自相交现象，在理论廓线不发生自相交的阶段，凸轮的实际廓线是理论廓线的内等距曲线，而在理论廓线发生自相交的阶段，凸轮的实际廓线有一部分是外等距曲线，因而凸轮的实际廓线是由理论廓线的内、外等距曲线拼接形成的。凸轮实际廓线可以用理论廓线内、外等距曲线所围区域的布尔运算来求解。

设逆时针方向(从曲线的整体来观察)为曲线的正方向， r_z 为针齿半径，则第*i*段理论廓线的内、外等距曲线的矢量函数 $R_{ii}(t)$ 、 $R_{oi}(t)$ 分别为

$$\begin{aligned} R_{ii}(t) &= R_{Ti}(t) - r_z n_i(t) \\ R_{oi}(t) &= R_{Ti}(t) + r_z n_i(t) \\ t \in [0, T] \quad i &= 1, 2, \dots, z \end{aligned} \quad (13)$$

式中 $n_i(t)$ ——凸轮理论廓线的单位法向量

采用循环布尔算法 LOBO^[5]计算凸轮实际廓线。因为凸轮理论廓线的内、外等距曲线也有自相交现象，首先从曲线的自交点处将内、外等距曲线分解成若干个简单闭曲线。由内、外等距曲线去除自交区域所得的简单闭曲线围成的区域记为 A_i 、 A_o ，内、外等距曲线的自交区域记为 S_i 、 S_o ，然后再对这些区域进行布尔运算。对于I型结构，凸轮实际廓线所围的区域 Q 为 A_i 、 A_o 之交与 S_i 、 S_o 的之并的差，即

$$Q = (A_i \cap A_o) \setminus (S_i \cup S_o) \quad (14)$$

对于II型结构，凸轮实际廓线的区域 Q 为内、外等距曲线所围区域 A_i 、 A_o 、 S_i 、 S_o 之并，即

$$Q = A_i \cup A_o \cup S_i \cup S_o \quad (15)$$

凸轮实际廓线为区域 Q 的边界曲线。图6、7分别为I型结构、II型结构凸轮的实际廓线，图6中 $r_z=6$ ，其他设计参数同图4，图7中 $r_z=8$ ，其他设计参数同图5。

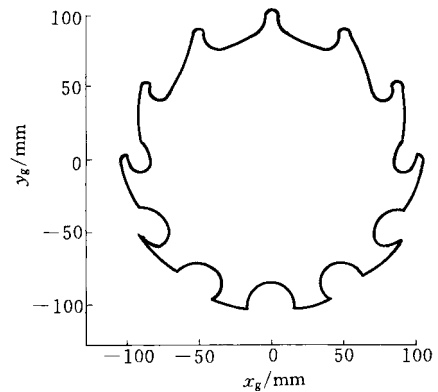


图6 I型结构凸轮实际廓线计算结果

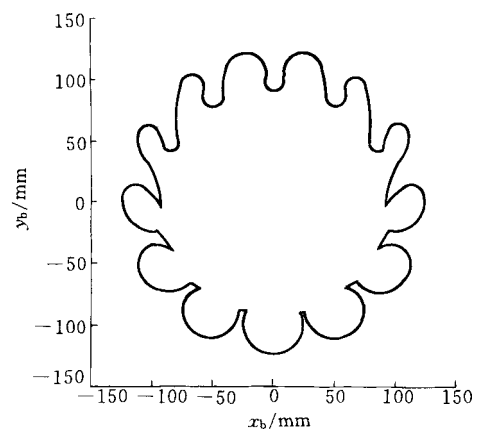


图7 II型结构凸轮实际廓线计算结果

4 机构运动仿真

行星分度凸轮机构传动过程的计算机仿真演示如图8所示，图8a~j为一个间歇运动周期，其中，图8a~d为分度期，凸轮作平面运动，凸轮的绝对转

角转过了一个分度角;图 8f~h 为停歇期, 凸轮的绝对角速度为零。图 8i 为第二个间歇运动周期开始的位置, 与前一个间歇运动周期的开始位置相

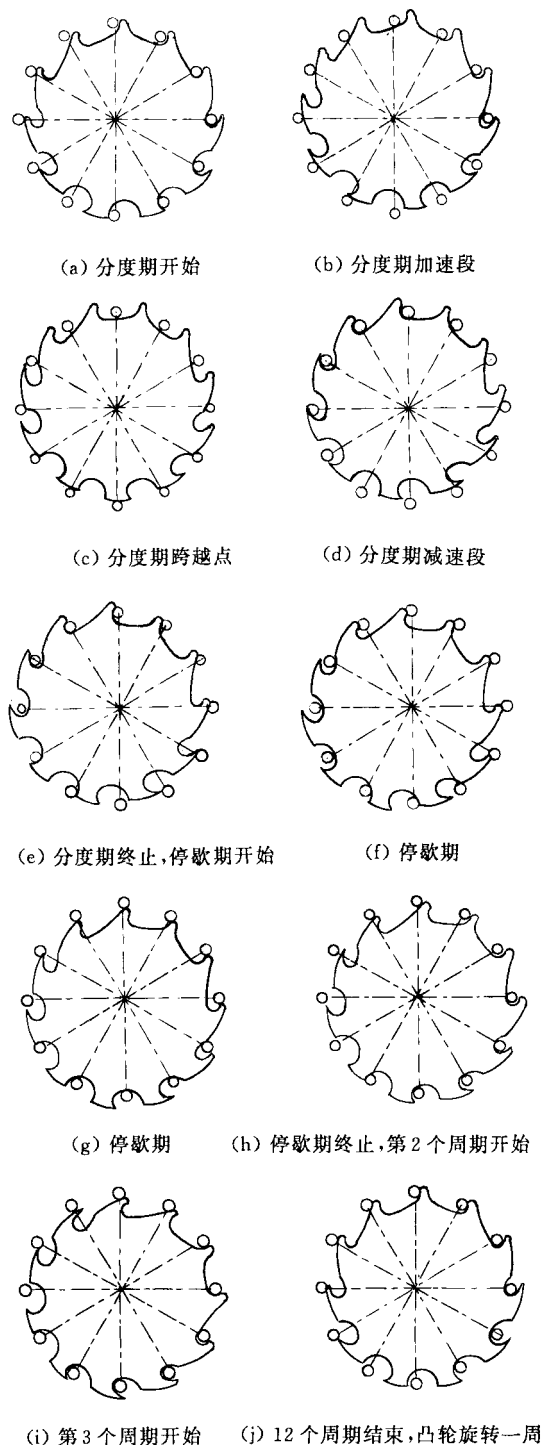


图 8 机构运动仿真

比, 凸轮绕过了一个针齿, 以后, 每过一个间歇运动周期, 凸轮就绕过一个针齿, n 个间歇运动周期后, 凸轮回回到图 8a 所示的位置。

5 结论

行星分度凸轮机构由于具有较大的分度数, 弥

补了现有分度凸轮机构分度数较小的限制, 扩展了凸轮型间歇传动机构的应用范围。该机构同时啮合滚子数多、传递相同的功率时, 尺寸可以小得多。

行星分度凸轮机构的传动结构有 K-H-V 式结构和 RV 式两种, 从凸轮—针轮副的布局上, 又有 I 型结构和 II 型结构两种。I 型结构与摆线针轮传动更为接近, 在设计和制造的过程中可以依托摆线针轮减速机生产行业的成熟技术和规模经济效益, 加快技术成果产业化, 降低产品的成本。

在满足凸轮理论廓线连续条件的前提下, 凸轮理论廓线是由多段廓线首尾相接形成的。凸轮理论廓线有自相交现象, 凸轮的实际廓线是由理论廓线的内、外等距曲线拼接形成的。

参 考 文 献

- 1 张策, 杨玉虎, 叶青, 等. 平面行星分度凸轮机构. 机械科学与技术, 1996, 15(6): 871~873
- 2 彭国勋, 肖正扬. 自动机械的凸轮机构设计. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 3 饶振纲. 行星传动机构设计. 北京: 国防工业出版社, 1994
- 4 苏步青. 实用微分几何引论. 北京: 科学出版社, 1998
- 5 Rohmfeld R F. Classification of curve-curve intersections from the CAD/CAM viewpoint. In: Proceedings of Computer Graphics International Conference, 1996, Los Alamitos. C.A: IEEE Computer Society Press, 1996, 230~239
- 6 Gonzalez M A, Angeles J. The generation of contact surface of indexing cam mechanisms—a unified approach. Journal of Mechanical Design, ASME, 1994, 116(6), 369~374
- 7 John H, Bickford. Mechanisms for Intermittent Motion. New York: Industrial Press, 1972

SYNTHESIS OF THE PLANETARY INDEXING CAM MECHANISM

Wang Hao Zhang Ce Yang Yuhu
(Tianjin University)

Abstract: The synthesis of a new type of intermittent mechanism-planetary indexing cam mechanism is presented. According to the layout of the cam-pins pair, the mechanism can be designed to two types. The structure of the mechanism is discussed, and the equations of the cam's pitch curve of both type are derived. The cam's profile is generated by the method of Boolean operation, and the animation of the mechanism is also presented. The mechanism should have a potential for application where a large number of stops is needed and the compaction of design is essential.

Key words: Intermittent mechanism

Indexing cam mechanism

Planetary transmission Boolean operation

作者简介: 王皓, 男, 1973 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机构创新、机械动力学。