

急回机构中非圆齿轮节曲线的设计

郭承志 符 炜 朱巨才 赵从桂

(湘潭大学机械工程学院 湘潭 411105)

摘要：提出了一种以非圆齿轮为前置机构的急回机构。将非圆齿轮节曲线的设计分为等速行程和过渡行程两段进行讨论，通过对所得三种传动比函数的比较，确认了两种较为理想的传动比函数。使所设计机构能实现输出件在工作区内完全等速，且具有较好的急回特性，比传统的六杆急回机构能更好地满足实际应用中的不同需求。

关键词：急回机构 非圆齿轮 节曲线设计

中图分类号：TH132.4

0 前言

数控加工技术的发展为非圆齿轮的实际应用提供了条件。常用的非圆齿轮如椭圆齿轮、卵形齿轮等的设计问题已基本解决，但对任意节曲线的非圆齿轮设计却有待进一步研究。为此，针对含非圆齿轮的急回机构进行了讨论，提出了实现预定运动要求的非圆齿轮节曲线的设计方法，可供设计任意节曲线的非圆齿轮参考。

1 含非圆齿轮的急回机构

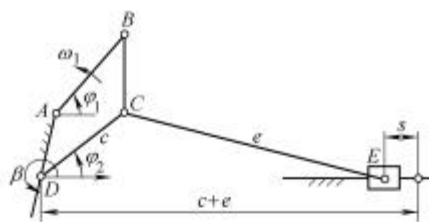
急回机构在牛头刨床、冲压机械和自动包装机等各种机械中应用甚广，传统的急回机构多由铰链四杆机构和曲柄滑块机构串联组合而成，如图 1a 所示的平面六杆急回机构，其滑块的近似等速移动和急回特性主要取决于前置铰链四杆机构的设计，能实现的运动规律有限，图 1b 所示为平面六杆急回机构中，滑块速度 v 与曲柄角速度 ω_1 之比 v/ω_1 的变化曲线。图 1c 所示为以任意节曲线的非圆齿轮为前置机构的急回机构，这种急回机构的主要特点是：
能在要求区间内实现滑块的完全等速，并且具有急回特性。 结构相对简单，且便于平衡。

2 曲柄滑块机构的运动分析

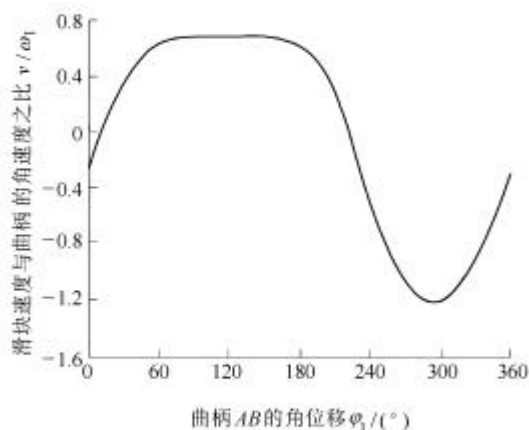
首先分析曲柄滑块机构 $O_2(D)CE$ 的位移。由图 1c 可得滑块 E 的位移 s 为

$$s = c + e - c \cos j_2 - \sqrt{e^2 - c^2 \sin^2 j_2} \quad (1)$$

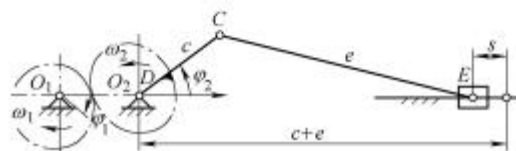
式中，滑块位移是从其右极限位置即 CD 与 CE 拉直共线时算起。



(a) 平面六杆急回机构



(b) 平面六杆急回机构中 v/ω_1 曲线



(c) 含非圆齿轮的急回机构

图 1 急回机构的两种设计方案

从式(1)中解出构件 CD 的角位移 j_2 ，并整理后得

$$j_2 = \arccos \left[1 - \frac{\frac{e}{c} - x}{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{e}{c} \right) - x} \right] \quad (2a)$$

式中， $x = s/2c$ 。因为 $0 \leq s \leq 2c$ ，所以 $0 \leq x \leq 1$ 。

构件 CE 的长度通常是按机器的尺寸范围选取, 常选择 e/c 为一定数值, 此处选 $e/c=2.5$, 故只要确定式(2a)中 x , 即可算出角位移 j_2 。令 $M=e/c$, $N=(1+e/c)/2$, 则式(2a)变为

$$j_2 = \arccos\left(1 - \frac{M-x}{N-x}x\right) \quad (2b)$$

对时间 t 求导可得

$$\frac{dj_2}{dt} = \frac{1}{|\sin j_2|} \left[\frac{x^2 - 2Nx + MN}{(N-x)^2} \right] \frac{dx}{dt} \quad (3a)$$

令 $w_2 = dj_2/dt$, $v' = dx/dt$, 因此式(3a)可变为

$$w_2 = \frac{1}{|\sin j_2|} \left[\frac{x^2 - 2Nx + MN}{(N-x)^2} \right] v' \quad (3b)$$

3 急回机构中非圆齿轮节曲线的设计

非圆齿轮的节曲线始终保持共轭纯滚动, 即两轮瞬时滚过的弧长应相等, 故有

$$r_1 dj_1 = r_2 dj_2$$

式中 r_1, r_2, dj_1, dj_2 —— 两轮节曲线接触点处的极坐标向径和转角

两非圆齿轮啮合传动时, 其瞬时传动比 i_{12} 可按下式进行计算

$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{dj_1}{dj_2} \quad (4)$$

任一瞬间两轮啮合点处的节曲线向径之和均应等于两轮中心距 a , 即

$$r_1 + r_2 = a$$

与式(4)联立, 解得

$$\begin{cases} r_1 = \frac{a}{1+i_{12}} = \frac{a}{1+dj_1/dj_2} \\ r_2 = a - r_1 = \frac{ai_{12}}{1+i_{12}} = \frac{adj_1/dj_2}{1+dj_1/dj_2} \end{cases} \quad (5)$$

为计算简便, 不妨令中心距 $a=1$ 。

3.1 对应于等速行程段的非圆齿轮节曲线设计

按滑块 E 的运动可以将节曲线分为工作行程和空回行程两段进行设计。而工作行程又可以分为三个阶段: 加速行程、等速行程和减速行程, 其中等速行程段的设计是整个非圆齿轮传动的核心部分。现设这三个阶段所对应的主动非圆齿轮转角 j_1 的区间为: 加速行程 j_1 为 $0 \sim 5\pi/18$ 、等速行程 j_1 为 $5\pi/18 \sim 17\pi/18$ 、减速行程 j_1 为 $17\pi/18 \sim 4\pi/3$ 。下面对等速行程部分的非圆齿轮节曲线进行设计。

将式(3a)等号前后同乘以 $\frac{dt}{dx}$ 可得

$$\frac{dj_2}{dx} = \frac{1}{|\sin j_2|} \left[\frac{x^2 - 2Nx + MN}{(N-x)^2} \right]$$

在 $0.2 \leq x \leq 0.8$ 的范围里, 主动非圆齿轮等速转动, 滑块 E 也要求等速移动, 故 $dj_1 \propto dx$ 。令 $dj_1 = kdx$ (k 为某一常数), 代入上式并整理后, 可得非圆齿轮的传动比函数为

$$i_{12} = \frac{dj_1}{dj_2} = k |\sin j_2| \left[\frac{(N-x)^2}{x^2 - 2Nx + MN} \right] \quad (6a)$$

由 $dj_1 = kdx$, 得 $tdj_1 = tkdx$, 亦即 $\Delta j_1 = k\Delta x$ 。对于等速行程阶段, 因 j_1 为 $5\pi/18 \sim 17\pi/18$, 故 $\Delta j_1 = 2\pi/3$, 而 $\Delta x = 0.8 - 0.2 = 0.6$, 则 $k = 10\pi/9$ 。于是

$$i_{12} = \frac{10\pi}{9} |\sin j_2| \left[\frac{(N-x)^2}{x^2 - 2Nx + MN} \right] \quad (6b)$$

将式(6b)代入式(5), 得对应于滑块等速行程阶段的非圆齿轮节曲线向径的表达式

$$\begin{cases} r_1 = \frac{1}{1 + \frac{10\pi}{9} |\sin j_2| \left[\frac{(N-x)^2}{x^2 - 2Nx + MN} \right]} \\ r_2 = \frac{\frac{10\pi}{9} |\sin j_2| \left[\frac{(N-x)^2}{x^2 - 2Nx + MN} \right]}{1 + \frac{10\pi}{9} |\sin j_2| \left[\frac{(N-x)^2}{x^2 - 2Nx + MN} \right]} \end{cases} \quad (7)$$

在实际应用中, 对应于等速行程的主动非圆齿轮角位移 j_1 的范围是按需要选取的, Δj_1 取值不同, 则急回特性也不同。图 2a 所示分别为 $\Delta j_1 = 2\pi/3$ ($k = 10\pi/9$), $5\pi/9$ ($k = 25\pi/27$), $7\pi/9$ ($k = 35\pi/27$) 时主动非圆齿轮的节曲线, 图 2b 所示为相应的从动非圆齿轮节曲线。

3.2 对应于加速、减速及空回行程的非圆齿轮节曲线设计

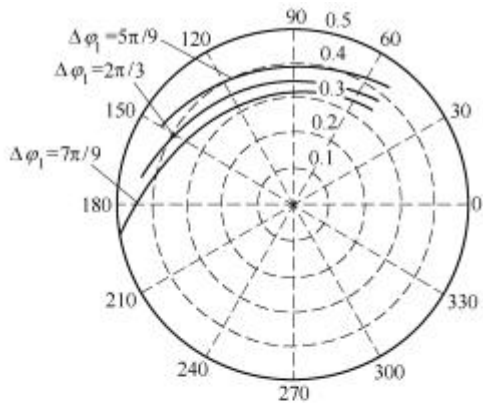
为简化问题起见, 现将加速、减速及空回行程三个阶段合在一起考虑, 并令 j_1 的变化范围为 $(j_{11}, j_{1u}) = (17\pi/18, 4\pi/3)$, 则由式(2a)可得 j_2 变化范围为 $(j_{21}, j_{2u}) = (2.017\ 038\ 7, 7.078\ 493\ 6)$ 。此处的关键问题是传动比函数的设计与选取。

3.2.1 传动比函数为二次多项式函数时

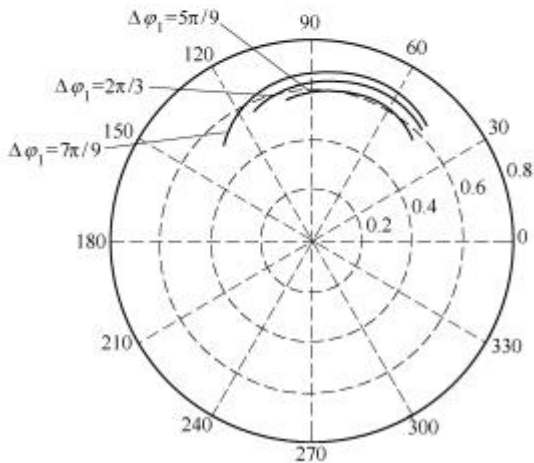
令传动比函数如下

$$i_{12} = a_1 j_1^2 + b_1 j_1 + c_1 \quad (8)$$

式中, a_1, b_1, c_1 为待定系数, 由两个边界条件和一个约束条件共同确定。先求边界条件, 令 $x = 0.2$, 代入式(6b), 得 $i_{12}|_{x=0.2} = 1.604\ 948\ 6$; 再令 $x = 0.8$,



(a) 主动非圆齿轮的节曲线



(b) 从动非圆齿轮的节曲线

图 2 滑块处于工作行程时非圆齿轮节曲线

求得 $i_{12}|_{x=0.8} = 1.282\ 990\ 9$ 。将之分别代入式(8)得

$$a_1 \left(\frac{17p}{18} \right)^2 + b_1 \left(\frac{17p}{18} \right) + c_1 = 1.282\ 990\ 9 \quad (9a)$$

$$a_1 \left(\frac{41p}{18} \right)^2 + b_1 \left(\frac{41p}{18} \right) + c_1 = 1.604\ 948\ 6 \quad (9b)$$

由式(4)，并注意到 $j_{21} = 2.017\ 038\ 7$ ，可得到下式

$$j_2 = 2.017\ 038\ 7 + \int_{j_{11}}^{j_{1u}} \frac{dj_1}{i_{12}} \quad (10)$$

当 $j_{11} = 17p/18$ 、 $j_{1u} = 41p/18$ 、 $\Delta j_2 = 7.074\ 057\ 0$ ，可以得到

$$5.057\ 018\ 3 = \int_{17p/18}^{41p/18} \frac{dj_1}{a_1 j_1^2 + b_1 j_1 + c_1}$$

令 $b_1^2 < 4a_1c_1$ ，得

$$5.057\ 018\ 3 = \frac{2}{\sqrt{b_1^2 - 4a_1c_1}} \arctan \frac{2a_1 j_1 + b_1}{\sqrt{b_1^2 - 4a_1c_1}} \Big|_{\frac{17p}{18}}^{\frac{41p}{18}}$$

由上式和式(9a)、(9b)组成一个含三个未知参数的非线性方程组，解之可得 $a_1 = 0.188\ 022\ 8$ ， $b_1 = -1.826\ 475\ 9$ ， $c_1 = 5.047\ 006\ 0$ 。于是传动比函数为

$$i_{12} = 0.188\ 022\ 8 j_1^2 - 1.826\ 475\ 9 j_1 + 5.047\ 006\ 0 \quad (11)$$

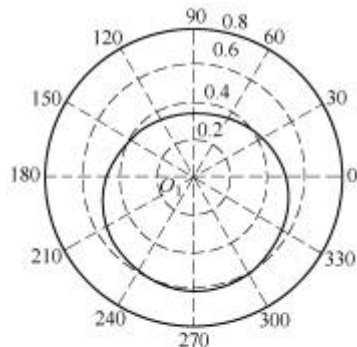
将式(11)代入式(5)可得主、从动非圆齿轮的节曲线极坐标方程

$$\begin{cases} r_1 = \frac{1}{F_1} \\ r_2 = \frac{F_2}{F_1} \\ j_2 = \int_{17p}^{j_1} \frac{dj_1}{18p F_2} + 2.017\ 038\ 7 \end{cases} \quad (12)$$

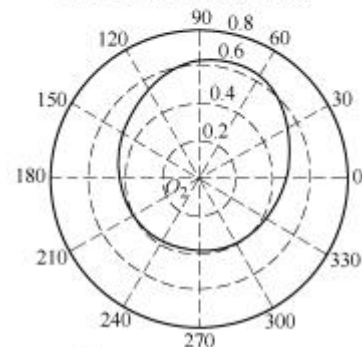
式中 $F_1 = 0.188\ 022\ 8 j_1^2 - 1.826\ 475\ 9 j_1 + 6.047\ 006\ 0$

$F_2 = 0.188\ 022\ 8 j_1^2 - 1.826\ 475\ 9 j_1 + 5.047\ 006\ 0$

图 3 是根据式(12)和式(7)得到的两段节曲线组合而成的曲线，其中图 3a 为主动非圆齿轮的节曲线，图 3b 为从动非圆齿轮的节曲线。下面求 v/w_1 ，由式(1)可得



(a) 主动非圆齿轮的节曲线



(b) 从动非圆齿轮的节曲线

图 3 非圆齿轮的节曲线

$$\frac{ds}{dj_2} = c \sin j_2 + \frac{c^2 \sin 2j_2}{2\sqrt{e^2 - c^2 \sin^2 j_2}}$$

故

$$\frac{v}{w_1} = \frac{ds/dt}{dj_1/dt} = \frac{ds}{dj_2} \frac{dj_2}{dj_1} = \left(c \sin j_2 + \frac{c^2 \sin 2j_2}{2\sqrt{e^2 - c^2 \sin^2 j_2}} \right) \frac{1}{i_{12}} \quad (13)$$

将式(11)代入式(13)得

$$\frac{v}{w_1} = \left(c \sin j_2 + \frac{c^2 \sin 2j_2}{2\sqrt{e^2 - c^2 \sin^2 j_2}} \right) \frac{1}{F_2}$$

将 $j_2 = 2\pi$ 代入式(12)中的第三式, 求得 $j_1 = 6.192\ 612\ 8$ 。于是, 可定出两非圆齿轮啮合的初始位置为: 对应于图 3a 中 $j_1 = 6.192\ 612\ 8$ 的主动轮节曲线向径 r_1 , 与图 3b 中 $j_2 = 2\pi$ 的从动轮节曲线向径 r_2 相啮合(图 4a)。图 4b 为 v/w_1 曲线。

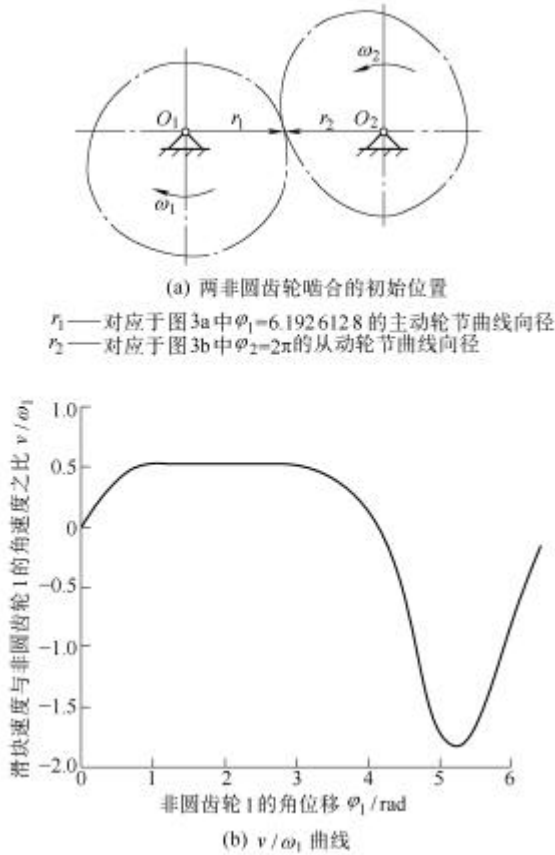


图4 啮合的初始位置及 v/w_1 曲线

3.2.2 传动比函数为二次多项式的倒数时

令传动比函数如下

$$i_{12} = \frac{1}{a_2 j_1^2 + b_2 j_1 + c_2} \quad (14)$$

式中, a_2 、 b_2 、 c_2 为待定系数, 它们可以由两个边界条件和一个约束条件确定。将 $i_{12}|_{x=0.2} = 1.604\ 948\ 6$ 、 $i_{12}|_{x=0.8} = 1.282\ 990\ 9$ 代入式(14), 得

$$i_{12} \Big|_{j_1 = \frac{17p}{18}} = \frac{1}{a_2 \left(\frac{17p}{18}\right)^2 + b_2 \left(\frac{17p}{18}\right) + c_2} = 1.282\ 990\ 9$$

$$i_{12} \Big|_{j_1 = \frac{41p}{18}} = \frac{1}{a_2 \left(\frac{41p}{18}\right)^2 + b_2 \left(\frac{41p}{18}\right) + c_2} = 1.604\ 948\ 6$$

由式(10)积分并化简后得

$$5.057\ 018\ 3 = \left[\frac{a_2}{3} \left(\frac{41\pi}{18}\right)^3 + \frac{b_2}{2} \left(\frac{41\pi}{18}\right)^2 + c_2 \left(\frac{41\pi}{18}\right) \right] - \left[\frac{a_2}{3} \left(\frac{17\pi}{18}\right)^3 + \frac{b_2}{2} \left(\frac{17\pi}{18}\right)^2 + c_2 \left(\frac{17\pi}{18}\right) \right]$$

由以上三个等式联合组成一个非线性方程组, 解得 $a_2 = -0.173\ 039\ 2$, $b_2 = 1.714\ 333\ 4$, $c_2 = -2.783\ 759\ 6$ 。于是传动比函数为

$$i_{12} = \frac{dj_1}{dj_2} = \frac{1}{F_3} \quad (15)$$

式中 $F_3 = -0.173\ 039\ 2 j_1^2 + 1.714\ 333\ 4 j_1 - 2.783\ 759\ 6$

将式(15)代入式(5)可得主、从动非圆齿轮的节曲线极坐标方程为

$$\begin{cases} r_1 = \frac{F_3}{F_4} \\ r_2 = \frac{1}{F_4} \\ j_2 = \int_{17}^{j_1} \frac{dj_1}{18 F_3} + 2.017\ 038\ 7 \end{cases} \quad (16)$$

式中 $F_4 = -0.173\ 039\ 2 j_1^2 + 1.714\ 333\ 4 j_1 - 1.783\ 759\ 6$

图 5 是根据式(16)和式(7)得到的两段节曲线组合而成的曲线, 其中图 5a 为主动非圆齿轮的节曲线, 图 5b 为从动非圆齿轮的节曲线。

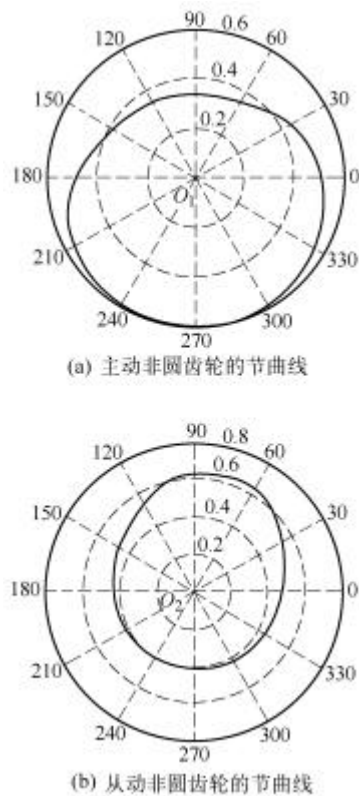


图5 非圆齿轮的节曲线

将式(15)代入式(13)得

$$\frac{v}{w_1} = \left(c \sin j_2 + \frac{c^2 \sin 2j_2}{2\sqrt{e^2 - c^2 \sin^2 j_2}} \right) F_3$$

将 $j_2 = 2\pi$ 代入式(16)中的第三式，求得 $j_1 = 6.2872838$ 。于是，可定出两非圆齿轮啮合的初始位置为：对应于图 5a 中 $j_1 = 6.2872838$ 的主动轮节曲线向径 r_1 ，与图 5b 中 $j_2 = 2\pi$ 的从动轮节曲线向径 r_2 相啮合(图 6a)。图 6b 为 v/w_1 曲线。

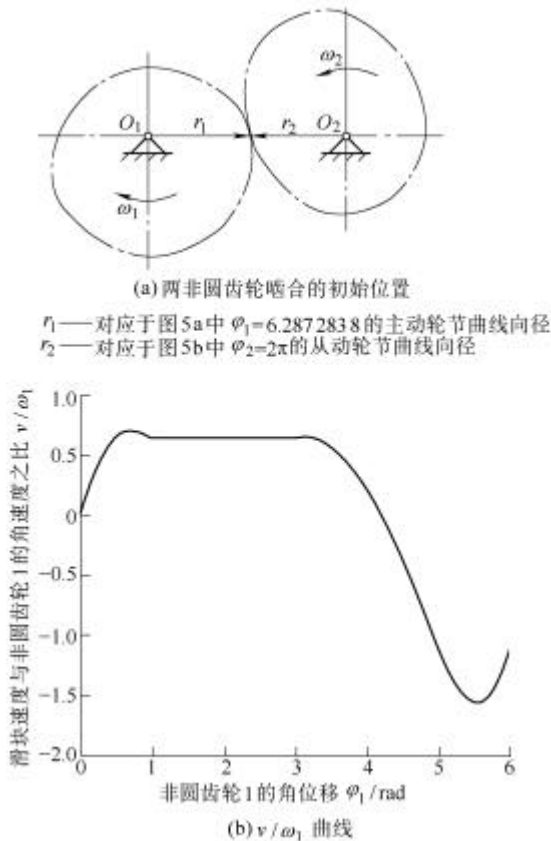


图 6 啮合的初始位置及 v/w_1 曲线

3.2.3 传动比函数为四次多项式的倒数时
令传动比函数如下

$$i_{12} = \frac{1}{a_3 j_1^4 + b_3 j_1^3 + c_3 j_1^2 + d_3 j_1 + e_3} \quad (17)$$

式中， a_3 、 b_3 、 c_3 、 d_3 、 e_3 为待定系数，需要四个边界条件和一个约束条件来确定参数的值。令传动比函数在两个端点的函数值相等，且两个端点的一阶导函数值也相等。将式(6b)求导，并将 $x = 0.2$ 和 $x = 0.8$ 分别代入，可以得到 $i'_{12}|_{x=0.2} = 0.6074894$ ， $i'_{12}|_{x=0.8} = 3.6846807$ 。

将式(17)对 j_1 求导，可得

$$i'_{12} = -\frac{4a_3 j_1^3 + 3b_3 j_1^2 + 2c_3 j_1 + d_3}{(a_3 j_1^4 + b_3 j_1^3 + c_3 j_1^2 + d_3 j_1 + e_3)^2} \quad (18)$$

于是有

$$i_{12} \Big|_{q_1 = \frac{17p}{18}} = 1 \times [a_3 (17p/18)^4 + b_3 (17p/18)^3 + c_3 (17p/18)^2 + d_3 (17p/18) + e_3]^{-1} = 1.2829909$$

$$i_{12} \Big|_{q_1 = \frac{41p}{18}} = 1 \times [a_3 (41p/18)^4 + b_3 (41p/18)^3 + c_3 (41p/18)^2 + d_3 (41p/18) + e_3]^{-1} = 1.6049486$$

$$i'_{12} \Big|_{q_1 = \frac{17p}{18}} = [4a_3 (17p/18)^3 + 3b_3 (17p/18)^2 + 2c_3 (17p/18) + d_3] \times [a_3 (17p/18)^4 + b_3 (17p/18)^3 + c_3 (17p/18)^2 + d_3 (17p/18) + e_3]^{-2} = 3.6846807$$

$$i'_{12} \Big|_{q_1 = \frac{41p}{18}} = [4a_3 (41p/18)^3 + 3b_3 (41p/18)^2 + 2c_3 (41p/18) + d_3] \times [a_3 (41p/18)^4 + b_3 (41p/18)^3 + c_3 (41p/18)^2 + d_3 (41p/18) + e_3]^{-2} = 0.6074894$$

由式(10)积分，得

$$j \Big|_{2.0170387}^{7.0740570} = (a_3 j_1^5 / 5 + b_3 j_1^4 / 4 + c_3 j_1^3 / 3 + d_3 j_1^2 / 2 + e_3 j_1) \Big|_{\frac{17p}{18}}^{17p/18}$$

由上面五个等式联合组成一个五元非线性方程组，解得

$$\begin{aligned} a_3 &= 0.0025210 & b_3 &= -0.0304037 \\ c_3 &= -0.1121471 & d_3 &= 2.0365479 \\ e_3 &= -3.6770726 \end{aligned}$$

将它们代入式(17)得

$$i_{12} = 1 \times (0.0025210 j_1^4 - 0.0304037 j_1^3 - 0.1121471 j_1^2 + 2.0365479 j_1 - 3.6770726)^{-1} \quad (19)$$

将式(19)代入式(5)可得主、从动非圆齿轮的节曲线极坐标方程

$$\begin{cases} r_1 = \frac{F_5}{F_6} \\ r_2 = \frac{1}{F_6} \\ j_2 = 2.0170387 + \int_{\frac{17p}{18}}^{j_1} \frac{1}{i_{12}} dj_1 \end{cases} \quad (20)$$

式中

$$\begin{aligned} F_5 &= 0.0025210 j_1^4 - 0.0304037 j_1^3 - 0.1121471 j_1^2 + 2.0365479 j_1 - 3.6770726 \\ F_6 &= 0.0025210 j_1^4 - 0.0304037 j_1^3 - 0.1121471 j_1^2 + 2.0365479 j_1 - 2.6770726 \end{aligned}$$

图 7 是根据式(20)和式(7)得到的两段节曲线组合而成的曲线,其中图 7a 为主动非圆齿轮的节曲线,图 7b 为从动非圆齿轮的节曲线。

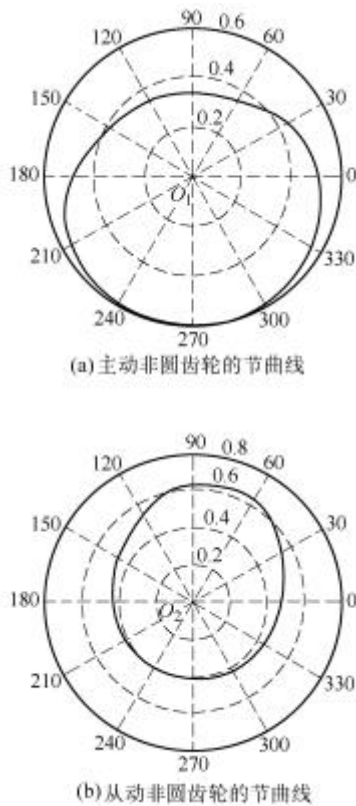


图 7 非圆齿轮的节曲线

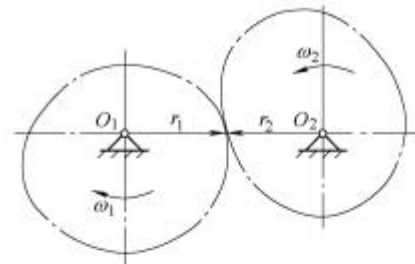
将式(19)代入式(13)可得

$$\frac{v}{w_1} = \left[c \sin j_2 + \frac{c^2 \sin 2j_2}{2\sqrt{e^2 - c^2 \sin^2 j_2}} \right] F_5$$

将 $j_2 = 2p$ 代入式 (20) 中的第三式, 求得 $j_1 = 6.243 101 7$ 。于是, 可定出两非圆齿轮啮合的初始位置为: 对应于图 7a 中 $j_1 = 6.243 101 7$ 的主动轮节曲线向径 r_1 , 与图 7b 中 $j_2 = 2\pi$ 的从动轮节曲线向径 r_2 相啮合(图 8a)。图 8b 为 v/w_1 曲线。

3.2.4 传动比函数的比较

图 9 为上述三种非圆齿轮传动比函数的比较。从图中可以看出, 采用传动比函数 1 时, 两段传动比函数的连接处比较平滑, 但传动比函数的变化幅度稍大。采用传动比函数 2 时, 两段传动比函数曲线的连接处有明显的凹部, 高速运行时可能产生比较大的振动; 对于传动比函数 3, 它改善了连接处的光滑程度, 两段传动比函数曲线在连接点处的一阶导数值相等, 且传动比函数的变化幅度较小。因此, 函数 1 和函数 3 是较为理想的传动比函数。



(a) 两非圆齿轮啮合的初始位置

r_1 ——对应于图 7a 中 $\varphi_1=6.243 101 7$ 的主动轮节曲线向径
 r_2 ——对应于图 7b 中 $\varphi_2=2\pi$ 的从动轮节曲线向径

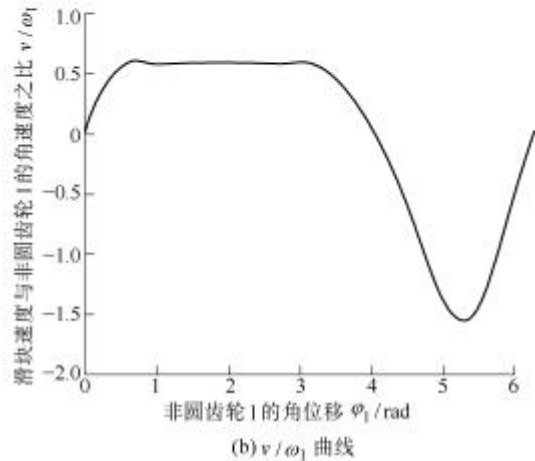


图 8 啮合的初始位置及 v/w_1 曲线

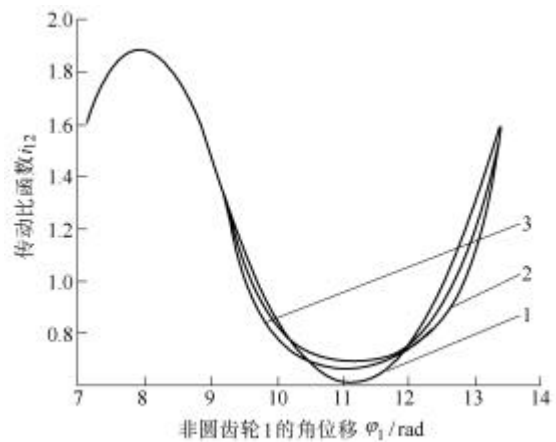


图 9 某一周期时传动比函数图像比较

1. $i_{12} = 0.188 022 8\varphi_1^2 - 1.826 475 9\varphi_1 + 5.047 006 0$
2. $i_{12} = 1 / (-0.173 039 2\varphi_1^2 + 1.714 333 4\varphi_1 - 2.783 759 6)$
3. $i_{12} = 1 / (0.002 521 0\varphi_1^4 - 0.030 403 7\varphi_1^3 - 0.112 147 1\varphi_1^2 + 2.036 547 9\varphi_1 - 3.67 072 6)$

4 结 论

- (1) 采用非圆齿轮的急回机构具有以下优点: 能在要求区间内实现滑块的完全等速, 并且具有急回特性; 结构相对简单, 且便于平衡。
- (2) 非圆齿轮节曲线的设计分为等速行程和过

渡过程两段进行。对应于等速行程，主动非圆齿轮的角位移 j_1 的变化区间 Δj_1 ，按机构所需的急回特性选取， Δj_1 越大，机构的急回程度越高。

(3) 对应于过渡过程非圆齿轮节曲线的设计，选取了三种传动比函数，并对此作了具体的分析和比较，得到了较为理想的两种传动比函数。

(4) 对于节曲线封闭的非圆齿轮传动，节曲线周长应为齿距的整数倍，如何通过调整中心距来达到此一目的，拟做进一步研究。

参 考 文 献

- 1 符炜. 机构设计学. 长沙：湖南大学出版社，2001
- 2 吴序堂，王贵海. 非圆齿轮及匀速比传动. 北京：机械工业出版社，1997
- 3 李福生，尹种芳. 非圆齿轮与特种齿轮传动设计. 北京：机械工业出版社，1983
- 4 太田浩. 非圆齿轮的设计. 机械工程师，1996(5)：54~55
- 5 高雪强，杨胜强. 非圆齿轮啮合串联曲柄滑块机构的综合优化. 山西机械，2001(9)：5~8
- 6 周杰，周少华. 椭圆齿轮曲柄滑块机构的运动分析及设计计算. 武汉交通科技大学学报，1998，22(3)：304~307
- 7 郭承志，符炜. 卵形齿轮与正弦机构的组合设计及其优化. 湘潭大学自然科学学报，2002，24(1)：86~90
- 8 香取英男. カムギアの基礎と應用 カムギアの應用. 機械設計，1990，34(13)：91~97

DESIGN OF THE PITCH CURVES OF NONCIRCULAR GEARS FOR QUICK RETURN MECHANISM

Guo Chengzhi Fu Wei

Zhu Jucai Zhao Conggui

(Mechanical Engineering Institute, Xiangtan University, Xiangtan 411105)

Abstract : A quick return mechanism incorporating noncircular gears is presented. During the course of designing, the noncircular gears' pitch curves are divided into two parts to discuss, i.e. uniform-velocity range and accelerating range. Two kinds of superior speed-ratio functions are acquired by comparing three kinds of speed-ratio functions which are attained here. The designed mechanism can make the output part get uniform velocity in the working area and better quick return character. It is more suitable for different needs than traditional six-bar quick return mechanism in practical applications.

Key words : Quick return mechanism Noncircular gears

Pitch curves

作者简介：郭承志，男，1976年出生，硕士研究生。主要研究方向为机构学及机构CAD。

E-mail : xtugcz@163.net

符炜，男，1942年出生，教授。主要研究方向为机构学，机构创新综合。

E-mail : fwyj@xtu.edu.cn