



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 110657216 B

(45) 授权公告日 2021. 11. 23

(21) 申请号 201910832788.5

(22) 申请日 2019.09.04

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 110657216 A

(43) 申请公布日 2020.01.07

(73) 专利权人 燕山大学
地址 066004 河北省秦皇岛市海港区河北大街438号

(72) 发明人 汪飞雪 刘亚 臧新良

(74) 专利代理机构 石家庄众志华清知识产权事务所(特殊普通合伙) 13123
代理人 张建

(51) Int. Cl.
F16H 35/16 (2006.01)

(56) 对比文件

CN 205064782 U, 2016.03.02

CN 203230797 U, 2013.10.09

CN 108443470 A, 2018.08.24

CN 102606685 A, 2012.07.25

JP 63-167173 A, 1988.07.11

JP 2011-241840 A, 2011.12.01

秦贵林等. “用范成法磨削余弦加速度运动规律的凸轮”.《煤矿机械》.2008,第29卷(第7期),

审查员 王赛飞

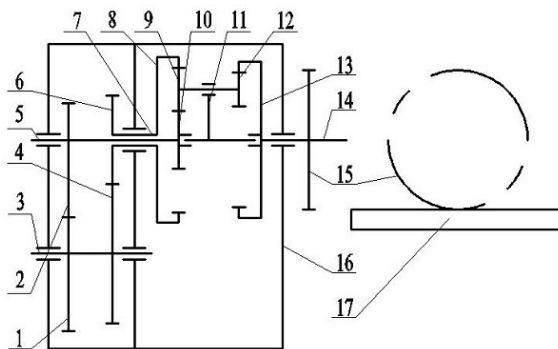
权利要求书2页 说明书6页 附图4页

(54) 发明名称

一种实现余弦加速度运动规律机构及反求方法

(57) 摘要

本发明属于机械技术领域,具体涉及一种实现余弦加速度运动规律机构及反求方法。一种实现余弦加速度运动规律机构,非圆齿轮A和圆柱齿轮A安装在输入轴上,非圆齿轮B和圆柱齿轮B分别安装在从动实心轴和从动空心轴上;非圆齿轮B通过从动实心轴与太阳轮B联接,圆柱齿轮B通过从动空心轴与太阳轮A联接,行星齿轮A通过行星架与行星齿轮B联接;太阳轮C和输出齿轮安装在输出轴上,输出齿轮和输出齿条为齿轮齿条传动;齿轮箱工作时,动力通过输入轴传入,并经过齿轮箱的齿轮啮合后,通过输出轴输出。本发明提供一种实现余弦加速度运动规律机构及反求方法,采用非圆齿轮机构与3K型差动轮系串联组合,实现将匀速转动转变为余弦加速度往复运动。



1. 一种实现余弦加速度运动规律机构的反求方法,其特征在于:包括非圆齿轮机构与3K型差动轮系串联而成的组合机构,具体包括:非圆齿轮A(1)、非圆齿轮B(2)、输入轴(3)、圆柱齿轮A(4)、从动实心轴(5)、圆柱齿轮B(6)、从动空心轴(7)、太阳轮A(8)、行星齿轮A(9)、太阳轮B(10)、行星架(11)、行星齿轮B(12)、太阳轮C(13)、输出轴(14)、输出齿轮(15)、箱体(16)和输出齿条(17);

非圆齿轮A(1)和圆柱齿轮A(4)安装在输入轴(3)上,非圆齿轮B(2)和圆柱齿轮B(6)分别安装在从动实心轴(5)和从动空心轴(7)上;非圆齿轮B(2)通过从动实心轴(5)与太阳轮B(10)联接,圆柱齿轮B(6)通过从动空心轴(7)与太阳轮A(8)联接,行星齿轮A(9)通过行星架(11)与行星齿轮B(12)联接;太阳轮C(13)和输出齿轮(15)安装在输出轴(14)上,输出齿轮(15)和输出齿条(17)为齿轮齿条传动;

齿轮箱工作时,动力通过输入轴(3)传入,并经过齿轮箱的齿轮啮合后,通过输出轴(14)输出;

包括如下步骤:

- 1)、输入主动齿轮角速度 ω_1 和中心距A的数值;
- 2)、建立输出齿条(17)在一个运动周期(0,2 π)内的余弦加速度运动规律;
- 3)、计算出非圆齿轮副的瞬时传动比 i_{12} ;
- 4)、计算出非圆齿轮A和非圆齿轮B节曲线接触点处的向径 r_1 和 r_2 以及对应的转角 φ_1 和 φ_2 ;

设非圆齿轮A(1)的角速度为 ω_1 ,输出齿轮(15)的分度圆半径为 r_{15} ,作为执行部件的输出齿条(17)的速度为 v ,非圆齿轮A(1)至非圆齿轮B(2)的传动比为 i_{12} ,圆柱齿轮A(4)至圆柱齿轮B(6)的传动比为 i_{34} ,

$$\text{差动轮系传动比为 } i_{813}^{10} = \frac{z_9 z_{13} (z_8 + z_{10})}{z_8 (z_9 z_{13} - z_8 z_{12})} = -C;$$

当非圆齿轮A(1)转过 $2\pi/n_1$,非圆齿轮B(2)转过 $2\pi/n_2$ 时, n_1 和 n_2 为正整数,此时输出齿条(17)完成一个工作周期;

$$\text{可得非圆齿轮副传动比 } i_{12} \text{ 为: } i_{12} = \frac{-(C+1)n_2 r_{15}}{-C n_2 v / \omega_1 + (C+1)n_1 r_{15}};$$

设执行部件行程为 h ,输出齿轮(15)的摆动角度为 k , $k=h/r_{15}$;可得出:

满足余弦加速度运动规律非圆齿轮副的传动比函数表达式为:

$$i_{12} = -\frac{2n_2(C+1)}{-n_1 n_2 k C \sin n_1 \varphi_1 + 2n_1(C+1)};$$

设非圆齿轮副中心距为A,非圆齿轮A(1)和非圆齿轮B(2)节曲线接触点处的向径分别为 r_1 和 r_2 ,非圆齿轮A(1)和非圆齿轮B(2)的转角分别为 φ_1 和 φ_2 ;可得非圆齿轮节曲线接触点处的向径以及非圆齿轮B的转角为:

$$r_1 = A \frac{-n_1 n_2 k C \sin n_1 \varphi_1 + 2n_1(C+1)}{-n_1 n_2 k C \sin n_1 \varphi_1 + 2(C+1)(n_1 + n_2)}$$

$$\left. \begin{aligned} r_2 &= A \frac{2n_2(C+1)}{-n_1n_2kC \sin n_1\varphi_1 + 2(C+1)(n_1+n_2)} \\ \text{和} \\ \varphi_2 &= \frac{n_1}{n_2}\varphi_1 - \frac{k}{2} \frac{C}{C+1} (1 - \cos n_1\varphi_1) \end{aligned} \right\} \circ$$

一种实现余弦加速度运动规律机构及反求方法

技术领域

[0001] 本发明属于机械技术领域,具体涉及一种实现余弦加速度运动规律机构及反求方法。

背景技术

[0002] 余弦加速度运动规律广泛地应用于工程实际,通常采用电机作为动力源,通过各种传动装置或者执行机构来实现余弦加速度运动规律。尽管此类机构具有较高的承载能力、运行速度和生产效率,能较好地满足现实要求。但针对特殊形式的余弦加速度运动规律,传动系统复杂、冲击载荷大、传动方式缺乏柔性,难以适应产品多样性的要求。

[0003] 平面连杆机构是作为机器主传动系统的首选机构,但单纯的连杆机构不能实现余弦加速度运动规律。凸轮机构虽然能够严格实现任意运动规律,但由于凸轮机构属高副机构,承载能力低,一般而言不能作为主传动系统使用。

发明内容

[0004] 本发明目的在于提供一种实现余弦加速度运动规律机构及反求方法,采用非圆齿轮机构与3K型差动轮系串联组合,实现将匀速转动转变为余弦加速度往复运动。

[0005] 一种实现余弦加速度运动规律机构,包括非圆齿轮机构与3K型差动轮系串联而成的组合机构,具体包括:非圆齿轮A、非圆齿轮B、输入轴、圆柱齿轮A、从动实心轴、圆柱齿轮B、从动空心轴、太阳轮A、行星齿轮A、太阳轮B、行星架、行星齿轮B、太阳轮C、输出轴、输出齿轮、箱体和输出齿条;非圆齿轮A和圆柱齿轮A安装在输入轴上,非圆齿轮B和圆柱齿轮B分别安装在从动实心轴和从动空心轴上;非圆齿轮B通过从动实心轴与太阳轮B联接,圆柱齿轮B通过从动空心轴与太阳轮A联接,行星齿轮A通过行星架与行星齿轮B联接;太阳轮C和输出齿轮安装在输出轴上,输出齿轮和输出齿条为齿轮齿条传动;齿轮箱工作时,动力通过输入轴传入,并经过齿轮箱的齿轮啮合后,通过输出轴输出。

[0006] 本发明的进一步改进在于,设非圆齿轮A的角速度为 ω_1 ,输出齿轮的分度圆半径为 r_{15} ,作为执行部件的输出齿条的速度为 v ,非圆齿轮A至非圆齿轮B的传动比为 i_{12} ,圆柱齿轮A至圆柱齿轮B的传动比为 i_{34} ,

[0007] 可得差动轮系传动比为 $i_{813}^{10} = \frac{z_9 z_{13} (z_8 + z_{10})}{z_8 (z_9 z_{13} - z_8 z_{12})} = -C$;

[0008] 当非圆齿轮A转过 $2\pi/n_1$,非圆齿轮B转过 $2\pi/n_2$ 时, n_1 和 n_2 为正整数,此时输出齿条完成一个工作周期;

[0009] 可得非圆齿轮副传动比 i_{12} 为:
$$i_{12} = \frac{-(C+1)n_2 r_{15}}{-C n_2 v / \omega_1 + (C+1)n_1 r_{15}}$$

[0010] 本发明的进一步改进在于,设执行部件行程为 h ,输出齿轮的摆动角度为 k , $k = h / r_{15}$;可得出:

[0011] 满足余弦加速度运动规律非圆齿轮副的传动比函数表达式为：

$$i_{12} = -\frac{2n_2(C+1)}{-n_1n_2kC \sin n_1\varphi_1 + 2n_1(C+1)}。$$

[0012] 本发明的进一步改进在于，设非圆齿轮副中心距为A，非圆齿轮A和非圆齿轮B节曲线接触点处的向径分别为 r_1 和 r_2 ，非圆齿轮A和非圆齿轮B的转角分别为 φ_1 和 φ_2 ；可得非圆齿轮节曲线接触点处的向径以及非圆齿轮B的转角为：

$$\left. \begin{aligned} r_1 &= A \frac{-n_1n_2kC \sin n_1\varphi_1 + 2n_1(C+1)}{-n_1n_2kC \sin n_1\varphi_1 + 2(C+1)(n_1+n_2)} \text{ 和 } r_2 = A \frac{2n_2(C+1)}{-n_1n_2kC \sin n_1\varphi_1 + 2(C+1)(n_1+n_2)} \\ \varphi_2 &= \frac{n_1}{n_2}\varphi_1 - \frac{k}{2} \frac{C}{C+1} (1 - \cos n_1\varphi_1) \end{aligned} \right\}。$$

[0013] 一种可实现余弦加速度运动规律机构的反求方法，包括如下步骤：

[0014] 1)、输入主动齿轮角速度 ω_1 和中心距A的数值；

[0015] 2)、建立输出齿条在一个运动周期 $(0, 2\pi)$ 内的余弦加速度运动规律；

[0016] 3)、计算出非圆齿轮副的瞬时传动比 i_{12} ；

[0017] 4)、计算出非圆齿轮A和非圆齿轮B节曲线接触点处的向径 r_1 和 r_2 以及对应的转角 φ_1 和 φ_2 。

[0018] 由于采用了上述技术方案，本发明取得的技术进步是：

[0019] 本发明提供了一种实现余弦加速度运动规律机构，由非圆齿轮传动机构与3K型差动轮系串联组合而成。当非圆齿轮A匀速转动时，通过非圆齿轮机构传动再带动3K型差动轮系，可严格实现输出齿条遵循余弦加速度运动规律。由于采用非圆齿轮传动机构与3K型差动轮系串联组合而成，可以应用于需要准确实现余弦加速度运动规律且传递较大功率的机器主传动系统。

[0020] 本发明提供了一种实现余弦加速度运动规律机构采用非圆齿轮机构与3K型差动轮系串联组合，可严格实现从动件余弦加速度运动规律；所提出的机构可以作为机器的主传动系统传递较大动力；提出了该组合机构实现从动件余弦加速度运动规律反求运动学设计方法作为进一步拓展应用，实现从动件遵循多种运动规律。

[0021] 本发明提供了一种实现余弦加速度运动规律机构，3K型差动轮系可通过调节两个输入齿轮的转速差，能实现输出齿轮的往复转动。此外，将非圆齿轮与3K型差动轮系组合不仅具备传统往复机构高速、高效的优点，而且能简洁有效的实现需要的余弦加速度运动规律。

附图说明

[0022] 图1为本发明提供了一种实现余弦加速度运动规律机构的结构示意图；

[0023] 图2为本发明提供了一种实现余弦加速度运动规律机构的非圆齿轮A和非圆齿轮B节曲线与执行部件位移对应关系图；

[0024] 图3为本发明提供了一种实现余弦加速度运动规律机构的执行部件遵循余弦加速度运动规律的运动曲线图；

[0025] 图4为本发明提供了一种实现余弦加速度运动规律机构的工作行程或空回行程对

应主动轮转角示意图；

[0026] 图5为本发明提供的一种实现余弦加速度运动规律机构的执行部件遵循余弦加速度运动规律时不同k值传动比函数图像图；

[0027] 图6为本发明提供的一种实现余弦加速度运动规律机构的执行部件遵循余弦加速度运动规律时不同k值非圆齿轮A与非圆齿轮B2节曲线形状图；

[0028] 图7为本发明提供的一种可实现余弦加速度运动规律机构的反求方法的方法流程图；

[0029] 其中,1、非圆齿轮A,2、非圆齿轮B,3、输入轴,4、圆柱齿轮A,5、从动实心轴,6、圆柱齿轮B,7、从动空心轴,8、太阳轮A,9、行星齿轮A,10、太阳轮B,11、行星架,12、行星齿轮B,13、太阳轮C,14、输出轴,15、输出齿轮,16、箱体和,17、输出齿条。

具体实施方式

[0030] 为使本发明实现的技术手段、创作特征、达成目的与功效明白了解,下面结合具体实施方式,进一步阐述本发明。

[0031] 一种实现余弦加速度运动规律机构,包括:非圆齿轮A1、非圆齿轮B2、输入轴3、从动实心轴4、非圆齿轮C5、非圆齿轮D6、从动空心轴7、太阳轮A8、行星齿轮A9、太阳轮B10、行星架11、行星齿轮B12、太阳轮C13、输出轴14和箱体15。

[0032] 非圆齿轮A1和圆柱齿轮A4安装在输入轴3上,非圆齿轮B2和圆柱齿轮B6分别安装在从动实心轴5和从动空心轴7上;非圆齿轮B2通过从动实心轴5与太阳轮B10联接,圆柱齿轮B6通过从动空心轴7与太阳轮A8联接,行星齿轮A9通过行星架11与行星齿轮B12联接;太阳轮C13和输出齿轮15安装在输出轴14上,输出齿轮15和输出齿条17为齿轮齿条传动;齿轮箱工作时,运动通过输入轴3传入,并经过齿轮箱的齿轮啮合后,通过输出轴14输出。

[0033] 进一步地,设非圆齿轮A的角速度为 ω_1 ,输出齿轮15的分度圆半径为 r_{15} ,输出齿条的速度为 v ,非圆齿轮A至非圆齿轮B的传动比为 i_{12} ,圆齿轮A至圆齿轮B的传动比为 i_{34} ,差动

$$\text{轮系传动比为: } i_{813}^{10} = \frac{z_9 z_{13} (z_8 + z_{10})}{z_8 (z_9 z_{13} - z_8 z_{12})} = -C。$$

[0034] 如图1本发明提供的一种实现余弦加速度运动规律机构的结构示意图所示,该轮系由定轴轮系、差动轮系及齿轮齿条三部分组成。对轮系进行分析,可得非圆齿轮副的传动

$$\text{比为: } i_{12} = \frac{(C+1)i_{34}r_{15}}{Cvi_{34}/\omega_1 + r_{15}}。$$

[0035] 设非圆齿轮A1和非圆齿轮B2节曲线接触点处的向径分别为 r_1 和 r_2 ,非圆齿轮A1和非圆齿轮B2的转角分别为 φ_1 和 φ_2 ,圆齿轮副中心距为A,输出齿条的位移为s。由非圆齿轮的传动特性,可得主从动非圆齿轮节曲线接触点处的向径及从动齿轮转角与传动比的关系

$$\text{为: } \left. \begin{aligned} r_1(\varphi_1) &= \frac{A}{1-i_{12}(\varphi_1)}, \\ r_2(\varphi_1) &= \frac{-Ai_{12}(\varphi_1)}{1-i_{12}} \\ \varphi_2 &= -\int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}(\varphi_1)} d\varphi_1 \end{aligned} \right\}。$$

[0036] 可得,非圆齿轮B2转角 φ_2 可以表示为:
$$\varphi_2 = -\frac{1}{C+1} \left(\frac{\varphi_1}{i_{34}} + \frac{Cs}{r_{15}} \right)。$$

[0037] 在本发明提供的实施例中,欲使主从动非圆齿轮的节曲线都是封闭的,当非圆齿轮A转过 $2\pi/n_1$,非圆齿轮B2转过 $2\pi/n_2$ 时, n_1 和 n_2 为正整数,即,非圆齿轮A转 $1/n_1$ 圈,非圆齿轮B2转 $1/n_2$ 圈时,此时输出齿条完成一个工作周期。

[0038] 以 $n_1=2, n_2=3$ 为例,具体如图2本发明提供的一种实现余弦加速度运动规律机构的非圆齿轮A和非圆齿轮B节曲线与执行部件位移对应关系图所示。

[0039] 则非圆齿轮节曲线应满足封闭性条件为:
$$\frac{2\pi}{n_2} = -\int_0^{\frac{2\pi}{n_1}} \frac{1}{i_{12}(\varphi_1)} d\varphi_1。$$

[0040] 当 $\varphi_1=2\pi/n_1, \varphi_2=2\pi/n_2$ 时,输出齿轮15回到初始位置,即 $s=0$ 。可得:

$$i_{34} = -\frac{1}{C+1} \frac{n_2}{n_1}。$$

[0041] 非圆齿轮副传动比 i_{12} 为:
$$i_{12} = \frac{-(C+1)n_2r_{15}}{-Cn_2v/\omega_1 + (C+1)n_1r_{15}}。$$

[0042] 设输出齿条的加速度为 a ,执行部件行程为 h ,执行部件位于极限位置时主动齿轮的角位移为 φ_C ;工作行程对应的非圆齿轮A转角 $\theta=\varphi_1$,空回行程对应的非圆齿轮A转角 $\tilde{\theta}=\varphi_1-\varphi_C$;工作行程对应的非圆齿轮A总转角 $\Theta=\varphi_C$,空回行程对应的非圆齿轮A总转角 $\tilde{\Theta}=2\pi/n_1-\varphi_C$;待定系数为 B_0, B_1, B_2 。

[0043] 执行部件遵循余弦加速度规律的运动曲线如图3本发明提供的一种实现余弦加速度运动规律机构的执行部件遵循余弦加速度运动规律的运动曲线图所示,余弦加速度运动

$$\left. \begin{aligned} a &= B_0 \cos\left(\frac{\pi}{\Theta}\theta\right) \\ \text{规律的运动方程为: } v &= B_0 \frac{\Theta}{\pi\omega_1} \sin\left(\frac{\pi}{\Theta}\theta\right) + B_1 \\ s &= -B_0 \frac{\Theta^2}{\pi^2\omega_1^2} \cos\left(\frac{\pi}{\Theta}\theta\right) + B_1 \frac{\theta}{\omega_1} + B_2 \end{aligned} \right\}。$$

[0044] 对于工作行程($0 \leq \varphi_1 \leq \varphi_C$), $\theta=\varphi_1, \Theta=\varphi_C$ 。其边界条件为:
$$\begin{cases} \varphi_1=0 & s=0 & v=0 \\ \varphi_1=\varphi_C & s=h \end{cases}。$$

[0045] 可得工作行程各待定系数的值为:
$$B_0 = \frac{\pi^2 h \omega_1^2}{2\Theta^2}, B_1 = 0, B_2 = \frac{h}{2}。$$

[0046] 进一步地,设输出齿轮15的摆动角度为 $k, k=h/r_{15}$,可得到工作行程传动比函数表

达式为：
$$i_{12} = -\frac{(C+1)n_2}{-\frac{\pi Ckn_2}{2\Theta} \sin\left(\frac{\pi}{\Theta}\theta\right) + (C+1)n_1}。$$

[0047] 在本发明提供的实施例中,对于空回行程($\varphi_C \leq \varphi_1 \leq 2\pi/n_1$), $\tilde{\theta} = \varphi_1 - \varphi_C$, $\tilde{\Theta} = 2\pi/n_1 - \varphi_C$,具体如图4本发明提供一种实现余弦加速度运动规律机构的工作行程

或空回行程对应主动轮转角示意图所示。其边界条件为：
$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_C & s=h \\ \varphi_1 = 2\pi/n_1 & s=0 \quad v=0 \end{cases}。$$

[0048] 可得空回行程各待定系数的值为：
$$\tilde{B}_0 = -\frac{\pi^2 h \omega_1^2}{2\tilde{\Theta}^2}, \quad \tilde{B}_1 = 0, \quad \tilde{B}_2 = \frac{h}{2}。$$

[0049] 可得到空回行程传动比函数表达式为：
$$i_{12} = -\frac{(C+1)n_2}{\frac{\pi Ckn_2}{2\tilde{\Theta}} \sin\left(\frac{\pi}{\tilde{\Theta}}\tilde{\theta}\right) + (C+1)n_1}。$$

[0050] 由节曲线的封闭要求,可得传动比函数 i_{12} 、 \tilde{i}_{12} 和从动齿轮2角位移 φ_2 、 $\tilde{\varphi}_2$ 应满足以下两个条件:函数 i_{12} 、 \tilde{i}_{12} 的曲线光滑连接;非圆齿轮A1和非圆齿轮B2的转动周期数相同。设在工作行程和空回行程非圆齿轮A1至非圆齿轮B2的传动比对齿轮1角位移的导数分别为 i_{12}' 和 \tilde{i}_{12}' 。由以上两个条件可得:

$$\left. \begin{array}{l} \left. \begin{array}{l} i_{12}(0) = \tilde{i}_{12}(2\pi/n_1) \\ i_{12}(\varphi_C) = \tilde{i}_{12}(\varphi_C) \end{array} \right\}, \quad \left. \begin{array}{l} \varphi_2(0) = 0 \\ \varphi_2(\varphi_C) = \tilde{\varphi}_2(\varphi_C) \\ \tilde{\varphi}_2(2\pi/n_1) = 2\pi/n_2 \end{array} \right\}。$$

[0051] 可得 $\varphi_C = \pi/n_1$ 。所以,满足余弦加速度运动规律非圆齿轮副的传动比可以表示为:

$$i_{12} = -\frac{2n_2(C+1)}{-n_1n_2kC \sin n_1\varphi_1 + 2n_1(C+1)}。$$

[0052] 因为主从动非圆齿轮外啮合,所以其传动比应小于零,可得各参数值应满足以下条件: $kn_2C < 2(C+1)$ 。

[0053] 非圆齿轮A1和非圆齿轮B2节曲线接触点处的向径以及非圆齿轮B2转角为:

$$\left. \begin{array}{l} r_1 = A \frac{-n_1n_2kC \sin n_1\varphi_1 + 2n_1(C+1)}{-n_1n_2kC \sin n_1\varphi_1 + 2(C+1)(n_1+n_2)}, \quad \left. \begin{array}{l} r_2 = A \frac{2n_2(C+1)}{-n_1n_2kC \sin n_1\varphi_1 + 2(C+1)(n_1+n_2)} \\ \varphi_2 = \frac{n_1}{n_2}\varphi_1 - \frac{k}{2} \frac{C}{C+1}(1 - \cos n_1\varphi_1) \end{array} \right\}。$$

[0055] 具体的,当 $n_1 = n_2 = 1, k = 2.5, C$ 取不同数值时,传动比函数如图5本发明提供一种实现余弦加速度运动规律机构的执行部件遵循余弦加速度运动规律时不同 k 值传动比函数图像图所示;非圆齿轮A1和非圆齿轮B2节曲线如图6本发明提供一种实现余弦加速度

运动规律机构的执行部件遵循余弦加速度运动规律时不同k值非圆齿轮A与非圆齿轮B2节曲线形状图所示。

[0056] 进一步的,如图7本发明提供的一种可实现余弦加速度运动规律机构的反求方法的方法流程图所示,一种可实现余弦加速度运动规律机构的反求方法的方法包括如下步骤:

[0057] 1)、输入主动齿轮角速度 ω_1 和中心距A的数值;

[0058] 2)、建立输出齿条在一个运动周期 $(0, 2\pi)$ 内的余弦加速度运动规律;

[0059] 3)、计算出非圆齿轮副的瞬时传动比 i_{12} ;

[0060] 4)、计算出非圆齿轮A和非圆齿轮B节曲线线接触点处的向径 r_1 和 r_2 以及对应的转角 φ_1 和 φ_2 。

[0061] 根据本发明提供的可实现余弦加速度运动规律机构的反求方法的运动机构,采用非圆齿轮机构与3K型差动轮系串联组合,严格实现从动件余弦加速度运动规律;作为机器的主传动系统传递较大动力;实现从动件余弦加速度运动规律反求运动学设计方法的进一步拓展应用,且该机构及反求方法可以实现从动件遵循多种运动规律。

[0062] 显然,上述实施例仅仅是为清楚地说明所作的举例,而并非对实施方式的限定。对于所属领域的普通技术人员来说,在上述说明的基础上还可以做出其它不同形式的变化或变动。这里无需也无法对所有的实施方式予以穷举。而由此所引伸出的显而易见的变化或变动仍处于本发明创造的保护范围之内。

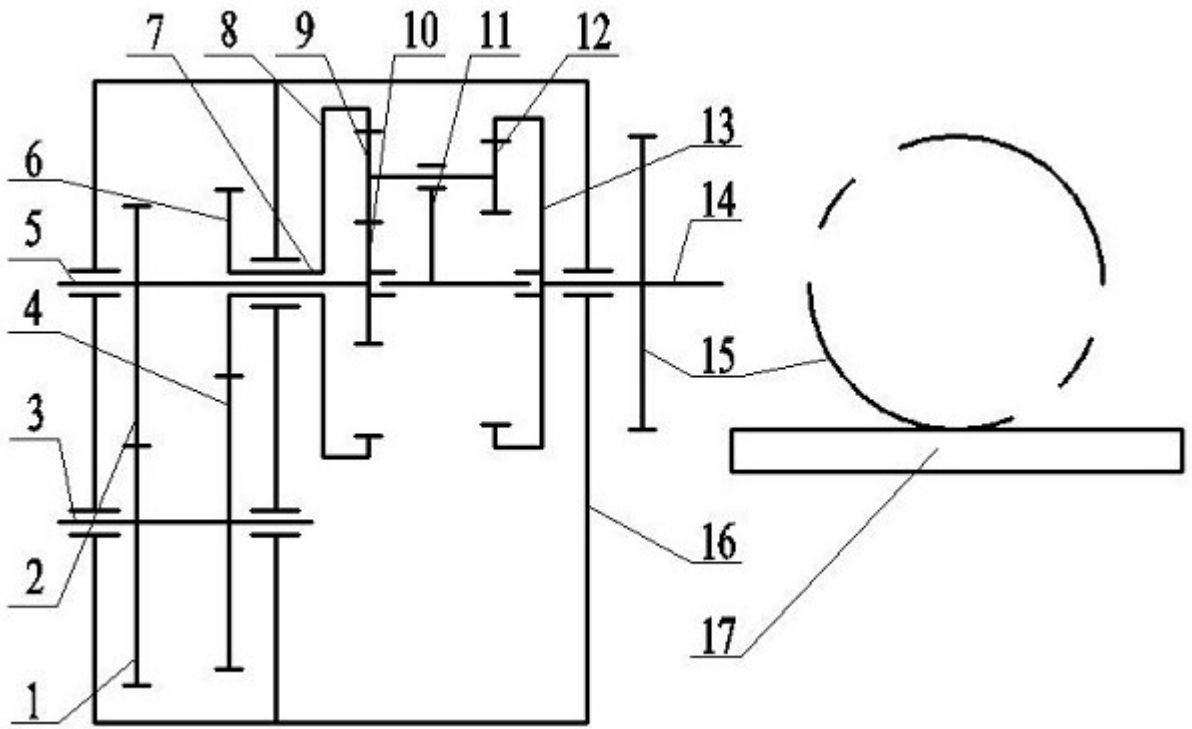


图1

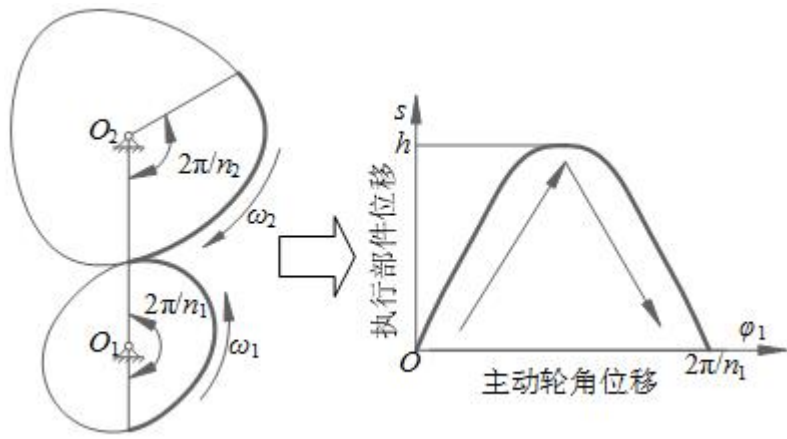


图2

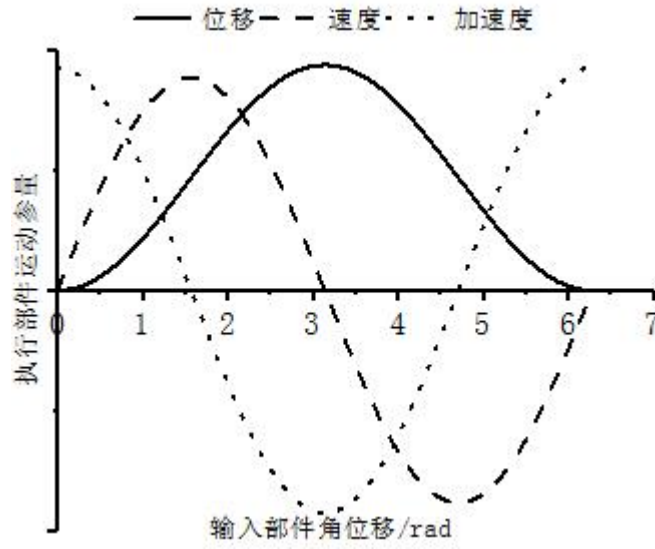


图3

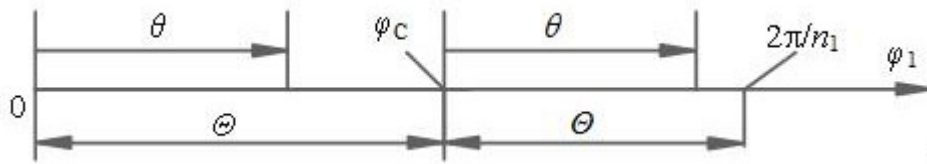


图4

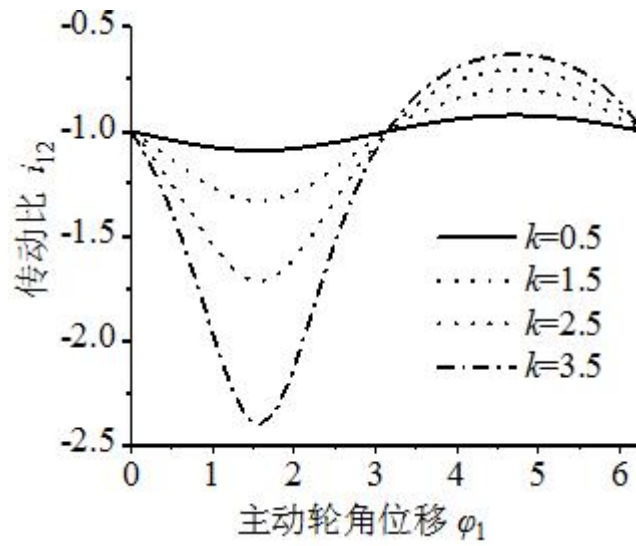


图5

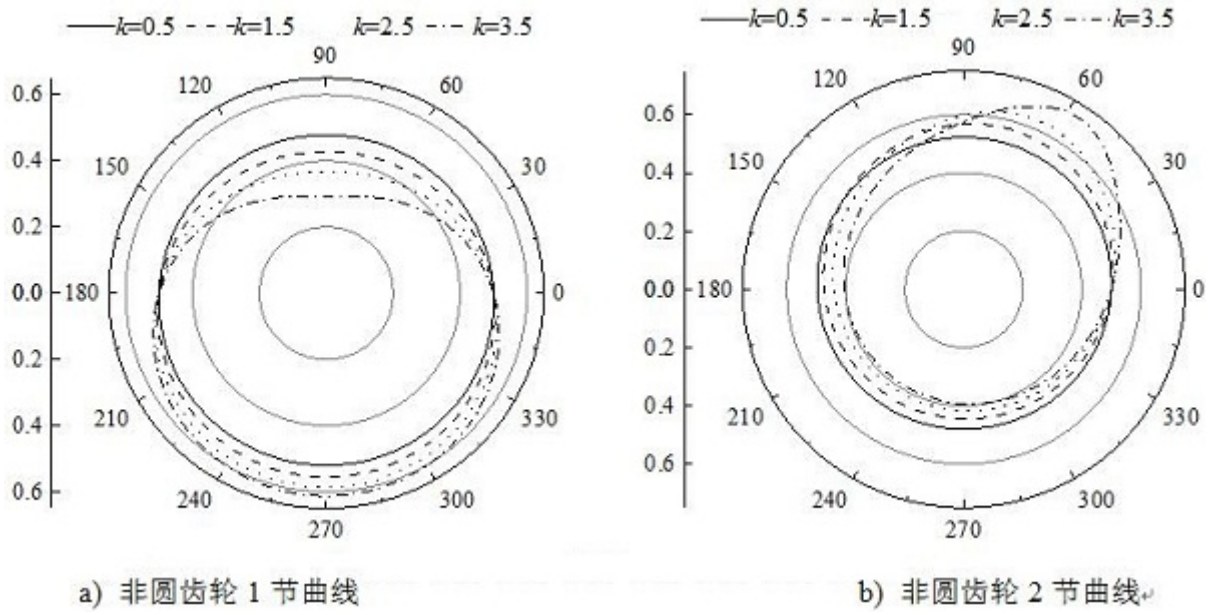


图6

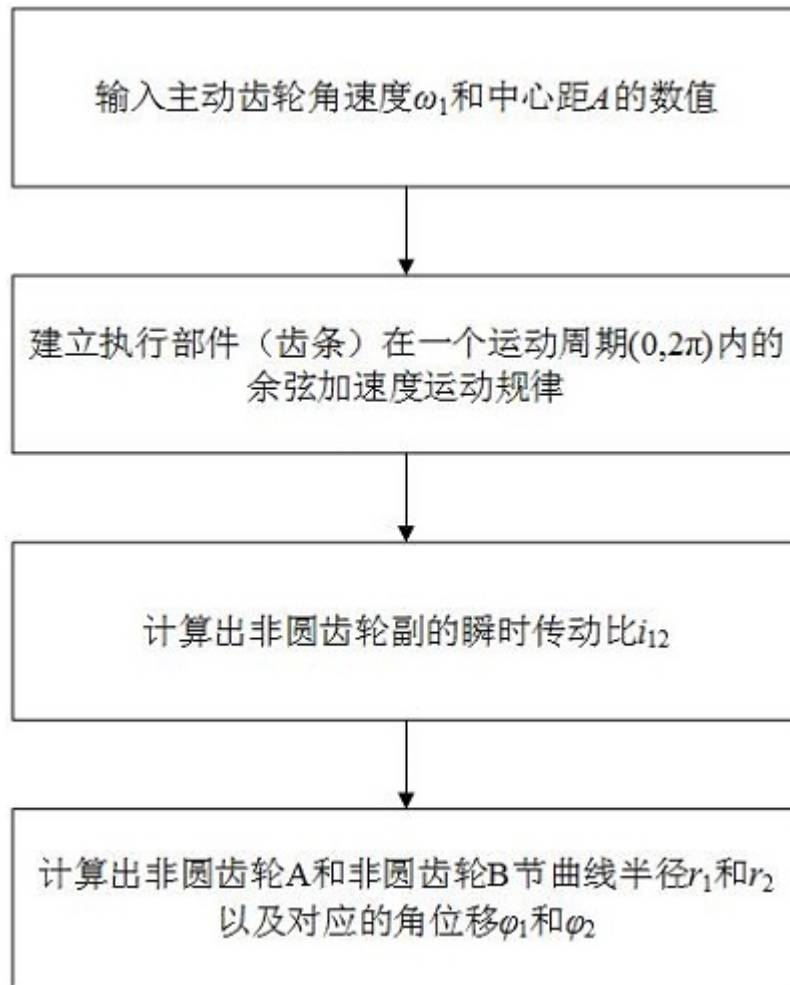


图7