



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105202148 B

(45)授权公告日 2017.09.22

(21)申请号 201510608401.X

(22)申请日 2015.09.23

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 105202148 A

(43)申请公布日 2015.12.30

(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西段438号

(72)发明人 刘大伟 任廷志

(74)专利代理机构 秦皇岛一诚知识产权事务所
(普通合伙) 13116

代理人 续京沙

(51)Int.Cl.

F16H 49/00(2006.01)

(56)对比文件

CN 202628955 U, 2012.12.26, 说明书第18段, 附图1-2.

CN 101070900 A, 2007.11.14, 全文.

CN 102312960 A, 2012.01.11, 全文.

CN 103410925 A, 2013.11.27, 全文.

CN 1603658 A, 2005.04.06, 全文.

DE 102010007668 A1, 2010.11.04, 全文.

审查员 周俊

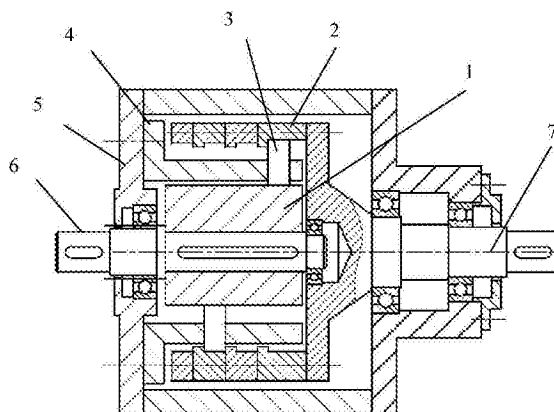
权利要求书2页 说明书6页 附图4页

(54)发明名称

并联减变速一体化滚动活齿机构

(57)摘要

并联减变速一体化滚动活齿机构, 机座一侧壁上设有通孔, 通孔内设轴承A, 输入轴插接在轴承A内, 输入轴的另一端穿过激波器的中部, 活齿架为一端开口的圆筒壳体, 活齿架的另一端与机座的一侧内壁固定连接, 在活齿架的圆周外壁上分布导向槽, 导向槽内设滚子活齿, 活齿架置于激波器与内齿圈之间, 内齿圈内壁上设齿廓曲面, 机座的另一侧壁上设有通孔, 通孔内部设有轴承B, 输出轴插接在轴承B的内部, 且输出轴的自由端延伸到机座另一侧壁的外部, 输出轴的另一端插接在内齿圈的中部。本发明可实现任意减速和变速规律的复合传动, 从而省掉传统变速比传动机构中的减速机构, 提高整个传动系统的效率和可靠性, 减小其重量和所占空间。



1. 并联减变速一体化滚动活齿机构, 主要包括激波器, 活齿架, 内齿圈, 滚子活齿、输入轴、输出轴和机座, 其特征在于: 机座为中空圆柱形壳体, 机座的一侧壁上设有通孔, 通孔内部设有轴承A, 输入轴插接在轴承A的内部, 且自由端延伸到机座一侧壁的外部, 输入轴的另一端穿过激波器的中部, 活齿架为一端开口的圆筒壳体, 活齿架的另一端与机座的一侧内壁固定连接, 在活齿架的圆周外壁上, 均匀分布导向槽, 即导向槽在活齿架的外壁的轴向方向上间隔分布, 在导向槽内部设有滚子活齿, 活齿架置于激波器与内齿圈之间, 内齿圈的内壁上设有齿廓曲面, 内齿圈内壁上的齿廓曲面与活齿架外壁导向槽内部的滚子活齿相啮合, 机座的另一侧壁上设有通孔, 通孔内部设有轴承B, 输出轴插接在轴承B的内部, 且输出轴的自由端延伸到机座另一侧壁的外部, 输出轴的另一端插接在内齿圈的中部, 在以激波器回转中心为原点的极坐标系中, 激波器的偏心圆齿廓曲线方程为

$$r_{z1} = \sqrt{(R - d/2)^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1} + e \cos \varphi_1 \quad (1)$$

式中, R 为激波器齿廓的半径; e 为激波器齿廓的偏心距; d 为滚子活齿的直径, r_{z1} 和 φ_1 为激波器齿廓在极坐标中的向径与极角,

相应的, 内齿圈上每列齿廓曲线的方程为

$$\begin{cases} x_{2j} = r_{2j} \cos \varphi_{2j} + \frac{d}{2} \cos(\mu_{2j} + \varphi_{2j} - \frac{\pi}{2}) \\ y_{2j} = r_{2j} \sin \varphi_{2j} + \frac{d}{2} \sin(\mu_{2j} + \varphi_{2j} - \frac{\pi}{2}) \end{cases} \quad (2)$$

式中, x_{2j} 、 y_{2j} ——第 j 个活齿对应的内齿圈齿廓曲线的坐标, 其中 j 为滚子活齿的序号, d ——为滚子活齿的直径,

φ_{2j} ——第 j 个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线的极角, 其计算公式为

$$\varphi_{2j} = \frac{2\pi j}{t} + \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1, \quad t \text{ 为活齿的总个数, } i_{12} \text{ 为激波器与内齿圈的转速之比, } j \text{ 为滚子活齿}$$

的序号, φ_1 为激波器齿廓在极坐标中的极角,

r_{2j} ——第 j 个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线的向径, 其计算公式为

$$r_{2j} = \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2(\varphi_1 + \frac{2\pi j}{t})} + e \cos(\varphi_1 + \frac{2\pi j}{t}),$$

式中, R 为激波器齿廓的半径, e 为激波器齿廓的偏心距, φ_1 为激波器齿廓在极坐标中的极角, j 为滚子活齿的序号, t 为活齿的总个数,

μ_{2j} ——第 j 个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线某一点处的切线与向径之间的夹角, 其

$$\text{计算公式为 } \mu_{2j} = \frac{r_{2j}}{dr_{2j}/d\varphi_{2j}},$$

式中, r_{2j} ——第 j 个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线的向径, 分母代表对 r_{2j} 求关于 φ_{2j} 的导数,

减变速一体化滚动活齿机构的传动比 i_{12} 满足公式 $\int_0^{2z_2\pi} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 = 2\pi$, 其中, z_2 为内齿圈单排轮齿的齿数, φ_1 为激波器齿廓在极坐标中的极角, 激波器上安装轴承, 轴承外圆的直径与公式 (1) 中激波器齿廓曲线的直径相同。

并联减变速一体化滚动活齿机构

技术领域

[0001] 本发明属于变速比传动领域,具体涉及一种变速比滚动活齿传动机构。

背景技术

[0002] 随着生产的发展和科技的进步,常规的匀速传动在很多场合已经无法满足新工艺和新设备的要求,而根据实际工况反求出的变速比运动规律,往往是设备运行的理想状态,因此变速比传动在机械领域占据愈来愈重要的地位。

[0003] 在众多变速比传动机构中,非圆齿轮结合了凸轮与齿轮的特点,能够实现两轴间精确的变速比规律。与连杆机构相比,非圆齿轮结构紧凑,传动平稳,易于实现动平衡;与凸轮机构相比,非圆齿轮结构简单,能实现单向连续旋转的非匀速传动,故非圆齿轮在各个领域得到广泛应用。当两个非圆齿轮的齿数不同时,可以实现减变速传动规律,但是由于非圆齿轮构造的特殊性,非圆齿轮的减速比等于大、小非圆齿轮节曲线的周期之比,这就导致非圆齿轮只能实现某些角速度大小和周期固定的减变速传动规律。而实际生产中,执行机构的速度要求具有多样性,因此非圆齿轮在使用时,往往需要与一级甚至两级圆齿轮副配合使用,造成机构冗长,占用空间大,传动效率下降等问题。

[0004] 活齿机构是在行星齿轮基础上演化而成的一种高效高强度的传动机构,一般用作匀速传动。鉴于活齿机构具有多齿啮合,承载力大,传动平稳,传动比大,制造工艺简单等优点,人们将活齿机构拓展的变速比传动领域。陈志同等人在1999年《机械工程学报》,35(1):30-33文中将变速比传动简化成线性运动和正弦运动的叠加,提出了非匀速活齿机构的设计方法,该活齿机构的组成与普通活齿机构相同,都是由激波器,活齿架,内齿圈和活齿组成,通过控制激波器和外齿圈的齿廓形状实现变速比传动,但是简化的传动函数不能完全满足实际生产中复杂多变的非匀速运动要求。刘大伟等人在2014年《机械工程学报》,50(1):47-54文中借鉴非圆齿轮理论,提出了非匀速推杆活齿机构,其中激波器的齿廓采用了蜗线函数,内齿圈的齿廓曲线由传动比确定,可实现多周期非圆齿轮的传动效果。另外还有一种单列减变速一体化滚动活齿机构,是在变速比活齿机构上发展而来,其滚动体的中心分布在同一个平面上,故称为单列活齿机构。其优点是能通过简单的结构实现减速和变速功能的集成传动。它们的不足之处:使用时要与减速机构串联使用,不仅增加了机构的繁琐程度,降低了系统的效率,而且无法发挥出常规活齿机构大减速比的特点。减速比受变速比的周期数控制,只能适应某些特殊的场合,而无法实现任意减速比和变速比的复合。

发明内容

[0005] 本发明的目的是提供一种可实现任意减速和变速规律的复合传动,从而省掉传统变速比传动机构中的减速机构,提高整个传动系统的效率和可靠性,减小其重量和所占空间的并联减变速一体化滚动活齿机构。

[0006] 本发明主要包括激波器,活齿架,内齿圈,滚子活齿、输入轴、输出轴和机座。其中,机座为中空圆柱形壳体,机座的一侧壁上设有通孔,通孔内部设有轴承A,输入轴插接在轴

承A的内部,且自由端延伸到机座一侧壁的外部,输入轴的另一端穿过激波器的中部。活齿架为一端开口的圆筒壳体,活齿架的另一端与机座的一侧内壁固定连接,在活齿架的圆周外壁上,均匀分布导向槽,即导向槽在活齿架的外壁的轴向方向上间隔分布,在导向槽内部设有滚子活齿。活齿架置于激波器与内齿圈之间。内齿圈的内壁上设有若干列齿廓曲面,内齿圈内壁上的齿廓曲面与活齿架外壁导向槽内部的滚子活齿相啮合。机座的另一侧壁上设有通孔,通孔内部设有轴承B,输出轴插接在轴承B的内部,且输出轴的自由端延伸到机座另一侧壁的外部,输出轴的另一端插接在内齿圈的中部。

[0007] 在以激波器回转中心为原点的极坐标系中,激波器的偏心圆齿廓曲线方程为

$$[0008] \quad r_{z1} = \sqrt{(R - d/2)^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1} + e \cos \varphi_1 \quad (1)$$

[0009] 式中,R为激波器齿廓的半径;e为激波器齿廓的偏心距;d为滚子活齿的直径; r_{z1} 和 φ_1 为激波器齿廓在极坐标中的向径与极角。

[0010] 相应的,内齿圈上每列齿廓曲线的方程为

$$[0011] \quad \begin{cases} x_{2j} = r_{2j} \cos \varphi_{2j} + \frac{d}{2} \cos(\mu_{2j} + \varphi_{2j} - \frac{\pi}{2}) \\ y_{2j} = r_{2j} \sin \varphi_{2j} + \frac{d}{2} \sin(\mu_{2j} + \varphi_{2j} - \frac{\pi}{2}) \end{cases} \quad (2)$$

[0012] 式中, x_{2j} 、 y_{2j} ——第j个活齿对应的内齿圈齿廓曲线的坐标,其中j为滚子活齿的序号;

[0013] d——为滚子活齿的直径;

[0014] φ_{2j} ——第j个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线的极角,其计算公式为

$$\varphi_{2j} = \frac{2\pi j}{t} + \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1, \quad t \text{ 为活齿的总个数, } i_{12} \text{ 为激波器与内齿圈的转速之比, } j \text{ 为滚子活齿的序号, } \varphi_1 \text{ 为激波器齿廓在极坐标中的极角;}$$

[0015] r_{2j} ——第j个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线的向径,其计算公式为

$$r_{2j} = \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2(\varphi_1 + \frac{2\pi j}{t})} + e \cos(\varphi_1 + \frac{2\pi j}{t})$$

[0016] 式中,R为激波器齿廓的半径,e为激波器齿廓的偏心距, φ_1 为激波器齿廓在极坐标中的极角,j为滚子活齿的序号,t为活齿的总个数;

[0017] μ_{2j} ——第j个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线某一点处的切线与向径之间的夹角,其计算公式为

$$\mu_{2j} = \frac{r_{2j}}{dr_{2j}/d\varphi_{2j}},$$

[0018] 式中, r_{2j} ——第j个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线的向径,分母代表对 r_{2j} 求关于 φ_{2j} 的导数。

[0019] 为了令内齿圈的齿廓曲线光滑且封闭,减变速一体化滚动活齿机构的传动比 i_{12} 满

足公式 $\int_0^{2z_2\pi} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 = 2\pi$, 其中, z_2 为内齿圈单排轮齿的齿数, φ_1 为激波器齿廓在极坐标中的极角。

[0020] 为了减小激波器和滚子活齿之间的磨损, 激波器上可以安装轴承, 轴承外圆的直径与公式 (1) 中激波器齿廓曲线的直径相同。

[0021] 本发明在使用时, 激波器作为输入构件与原动机相连, 激波器匀速旋转, 其偏心圆齿廓推动部分滚子活齿沿活齿架的导向槽向内齿圈运动, 这部分活齿称为主动活齿。主动活齿将动力传递到内齿圈对应的齿廓上, 推动内齿圈旋转, 由于内齿圈的每列齿廓曲线方程都是根据激波器齿廓和传动比推导出来的, 所以内齿圈会按照给定的具有减变速特征的传动比进行旋转, 另外内齿圈上每列齿廓只对应一个活齿, 这样就能够保证任意减速比和变速比的复合。随着内齿圈旋转, 内齿圈会推动另一部分活齿沿导向槽向激波器运动, 这部分活齿称为从动活齿。主动活齿和从动活齿分别运动到激波器最大和最小向径处时, 二者的角色互相转变, 由于滚子活齿的个数不少于 3, 这样就保证在任意瞬时总有一个主动活齿, 保证动力能够随激波器的转动连续传递。

[0022] 与现有技术相比, 本发明具有如下优点:

[0023] (1) 与变速比活齿机构相比, 该机构不需减速机构, 可实现任意减速和变速的一体化传动, 不仅能够提高系统效率, 缩小传动空间, 而且设计时减速比和变速比独立调整, 具有极大的灵活性。

[0024] (2) 与非圆齿轮相比, 该机构制造方便, 滚子和激波器都是标准圆形构件, 内齿圈可通过数控铣或线切割获得, 其齿形相对非圆齿轮简单许多, 而且同时参与啮合的齿数多, 刚度大, 承载能力大, 传动平稳。

附图说明

[0025] 图1是圆齿轮与非圆齿轮组成的减变速传动轮系;

[0026] 图2是减变速传动比曲线;

[0027] 图3是激波器的齿廓曲线;

[0028] 图4是第一个活齿对应的内齿圈齿廓曲线;

[0029] 图5是第二个活齿对应的内齿圈齿廓曲线;

[0030] 图6是第三个活齿对应的内齿圈齿廓曲线;

[0031] 图7是第四个活齿对应的内齿圈齿廓曲线;

[0032] 图8是本发明的装配图;

[0033] 图9是本发明中激波器, 活齿架和内齿圈的左视图。

[0034] 附图标号: 1-激波器、2-内齿圈、3-滚子活齿、4-活齿架、5-机座、6-输入轴7-输出轴。

具体实施方式

[0035] 图1为圆齿轮与椭圆齿轮组成的减变速串联机构, 图2为该机构的传动比曲线, 以实现该减变速串联机构的传动比为例, 说明并联减变速一体化滚动活齿机构的具体方案。

[0036] 图1中齿轮 3、4 为圆形齿轮, 其减速比为 6, 齿轮 5、6 为椭圆齿轮, 其变速比

$(1-\varepsilon^2)/(1+\varepsilon^2-2\varepsilon\cos\varphi_5)$, ε 为椭圆齿轮的偏心率,取 $\varepsilon=0.1$, φ_5 为非圆齿轮5的转角,则所实现的减变速传动比为: $i_{12}=33/(202-400\cos\varphi_5)$,经计算得到 i_{12} 的齿轮3转角 φ_3 变化的数据如表1所示,根据表1中的数据得到图2中的曲线。

[0037] 表1传动比 i_{12} 的数据

[0038]

φ_3	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
i_{12}	7.33	7.31	7.24	7.12	6.97	6.78	6.59	6.38	6.17	5.96	5.77	5.59	5.43	5.29	5.17	5.08	5	4.95	4.92
φ_3	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37
i_{12}	4.91	4.92	4.96	5.02	5.1	5.21	5.33	5.48	5.65	5.83	6.03	6.23	6.44	6.65	6.84	7.01	7.16	7.26	7.32

[0039] 在本实施例中,滚子活齿选用圆柱体,其直径 $d=40\text{mm}$,宽度 $b=20\text{mm}$,个数 $t=4$ 。

[0040] 激波器的齿廓曲线可根据公式 $r_{z1}=\sqrt{(R-d/2)^2-e^2\sin^2\varphi_1}+e\cos\varphi_1$ 求得,式中的参数分别取:激波器齿廓半径 $R=80\text{mm}$,激波器齿廓偏心距 $e=8\text{mm}$,激波器齿廓在极坐标中的极角 $\varphi_1\in[0, 2\pi]$,通过计算可以得到激波齿廓曲线上一些点的极坐标数据 φ_1 和 r_{z1} ,如表2中前两行所示,这些极坐标数据可转化直角坐标数据 x_{z1} 和 y_{z1} ,如表2中后两行所示,根据齿廓曲线的直角坐标数据就可以得到图3中的激波器齿廓曲线。

[0041] 表2激波器齿廓曲线数据

[0042]

φ_1	0	0.36	0.99	1.55	2.14	2.7	3.22	3.74	4.42	4.74	5.34	5.97
r_{z1}	68	67.47	64.35	60.06	55.6	52.73	52.02	53.35	57.59	60.11	64.65	67.6
x_{z1}	68	63.14	35.57	1.44	-29.9	-47.74	-51.85	-44.01	-16.39	1.85	38.17	64.28
y_{z1}	0	23.78	53.62	60.04	46.87	22.39	-4.25	-30.16	-55.21	-60.08	-52.18	-20.92

[0043] 然后,将上述参数代入内齿圈齿廓曲线公式

$$[0044] \begin{cases} x_{2j} = r_{2j} \cos \varphi_{2j} + \frac{d}{2} \cos(\mu_{2j} + \varphi_{2j} - \frac{\pi}{2}) \\ y_{2j} = r_{2j} \sin \varphi_{2j} + \frac{d}{2} \sin(\mu_{2j} + \varphi_{2j} - \frac{\pi}{2}) \end{cases}$$

[0045] 式中, x_{2j} 、 y_{2j} ——第 j 个活齿对应的内齿圈齿廓曲线的坐标;

[0046] φ_{2j} ——第 j 个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线的极角,其计算公式为

$$\varphi_{2j} = \frac{2\pi j}{t} + \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1, t \text{ 为活齿的总个数, } i_{12} \text{ 为激波器与内齿圈的转速之比;}$$

[0047] r_{2j} ——第 j 个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线的向径,其计算公式为

$$r_{2j} = \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2(\varphi_1 + \frac{2\pi j}{t})} + e \cos(\varphi_1 + \frac{2\pi j}{t});$$

[0048] μ_{2j} ——第j个活齿对应的内齿圈初始齿廓曲线某一点处的切线与向径之间的夹角,其计算公式为 $\mu_{2j} = \frac{r_{2j}}{dr_{2j}/d\varphi_{2j}}$ 。

[0049] 可得四个活齿所对应的内齿圈齿廓曲线,四个活齿在圆周上均匀分布,则在激波器旋转的初始时刻,四个活齿对应的内齿圈齿廓曲线数据分别如表3所示,相应的齿廓曲线如图4至图7所示。将计算出来的齿廓曲线进行编程,通过数控铣床或线切割可以加工出内齿圈的齿廓。

[0050] 表3内齿圈齿廓曲线数据

[0051]

φ_1	0	2.2	4.4	6.6	8.8	11	13.2	15.4	17.6	19.8	22	24.2	26.4	28.6	30.8
x_{21}	108	81.1	67.9	27.1	-15.9	-32.4	-79	-83.8	-95.7	-99.9	-83.5	-81.5	-38.3	-17.5	18.6
y_{21}	0	47.5	67.5	103.9	91.1	91.9	69.7	37.8	27.8	-29.9	-38.4	-62.7	-92.4	90.3	-104.2
x_{22}	-2.19	-32.4	-93.8	-93.3	-97.2	-58.2	-53.2	-14.1	20.1	30.1	76.4	82.7	97.8	98.6	74.1
y_{22}	100.8	86.2	17.1	0.6	-47.1	-72.4	-78.1	-106	-89.8	-92.3	-72.6	-40.2	-23.7	31.1	54.5
x_{23}	-92.1	-96.4	-56.7	-29.8	3.4	52.2	58.6	93.6	94.4	93	98	61.8	54	12.5	-51.1
y_{23}	2.4	-37.6	-83	-87	-105	-81.7	-71	-52.5	-4.5	1.6	45.4	70	78.7	106.6	84.1
x_{24}	-14.9	50.8	73.3	92.8	101	82.86	79.4	35.3	20.3	-6.8	-50.4	-57.2	-93	-95.5	-93
y_{24}	-94.6	-92.7	-55.6	-37.8	19.1	40	65.1	93.2	89.7	105.2	83.27	72.7	53.8	4.8	13.7

[0052] 活齿架的截面形状为圆环,机构运转时,活齿架的内表面不能与激波器干涉,外表面不能与内齿圈干涉,因此本例中选取内径为140mm,外径为180mm。在活齿架上,根据活齿的位置开设导向槽,导向槽在活齿架圆周上均匀分布,在活齿架的轴线方向上间隔30mm依次布置。

[0053] 相应的,内齿圈上每个活齿对应一列齿廓,其平面形状如图4至图7所示,单列齿廓的宽度与活齿宽度相同,为20mm,各列之间的距离与活齿在活齿架上轴向间距相同,为30mm,这样各列齿廓不会产生干涉。各列齿廓在4个不同的圆环构件上分别加工,再组装成整体的内齿圈。

[0054] 最后,并联活齿机构的总装图如图8所示,在本发明的图1至图9的示意简图中,机座为中空圆柱形壳体,机座的一侧壁上设有通孔,通孔内部设有轴承A,输入轴插接在轴承A的内部,且自由端延伸到机座一侧壁的外部,输入轴的另一端穿过激波器的中部。活齿架为一端开口的圆筒壳体,活齿架的另一端与机座的一侧内壁固定连接,在活齿架的圆周外壁上,均匀分布导向槽,即导向槽在活齿架的外壁的轴向方向上间隔分布,在导向槽内部设有滚子活齿。活齿架置于激波器与内齿圈之间。内齿圈的内壁上设有若干列齿廓曲面,内齿圈内壁上的齿廓曲面与活齿架外壁导向槽内部的滚子活齿相啮合。机座的另一侧壁上设有通孔,通孔内部设有轴承B,输出轴插接在轴承B的内部,且输出轴的自由端延伸到机座另一侧壁的外部,输出轴的另一端插接在内齿圈的中部。

[0055] 激波器,活齿架和内齿圈的左视图,如图9所示。

[0056] 假设激波器与原动机连接后,逆时针旋转,在某一时刻,并联活齿机构中各个活齿及对应内齿圈齿廓的位置如图9所示。此时左侧的滚子活齿在激波器齿廓的作用下,沿导向槽远离回转中心,推动内齿圈逆时针旋转,该活齿为主动活齿。由于内齿圈的齿廓是根据传动比反求出来的,所以此时内齿圈的转速为激波器的转速与传动比 i_{12} 的比值。图9中处于右侧的活齿在内齿圈的作用下,沿导向槽向回转中心移动,该活齿为从动活齿,而在上方和下方的滚子活齿此时处于临界状态,对内齿圈转动无作用,当内齿圈转过图9中的位置后,下方活齿变为主动活齿,上方活齿变为从动活齿,所以每一个活齿的角色随激波器的转动由主动活齿→临界状态→从动活齿→临界状态→主动活齿循环变化,从而实现运动的连续传递。

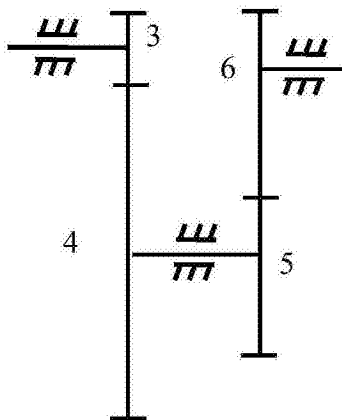


图1

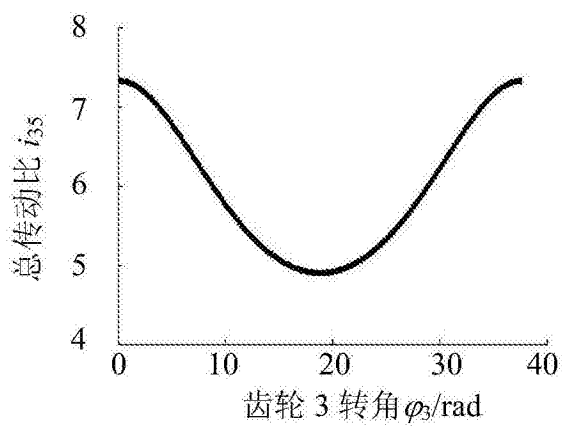


图2

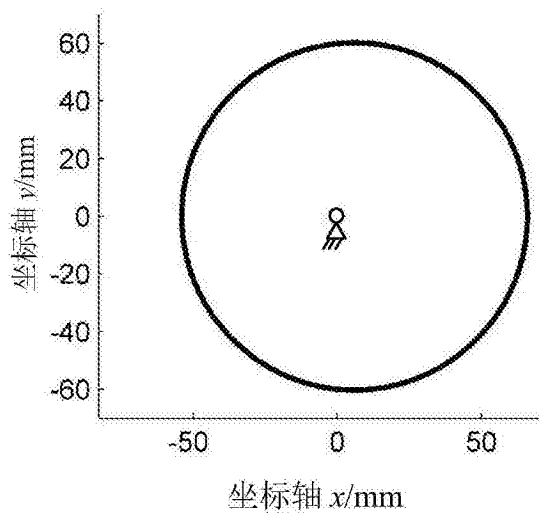


图3

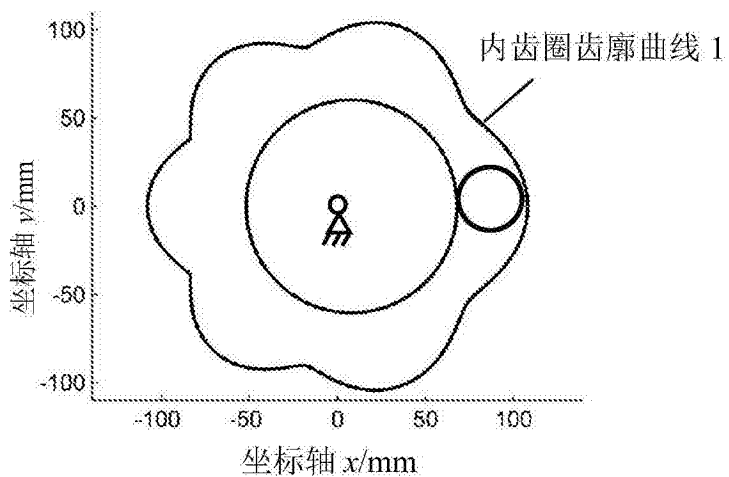


图4

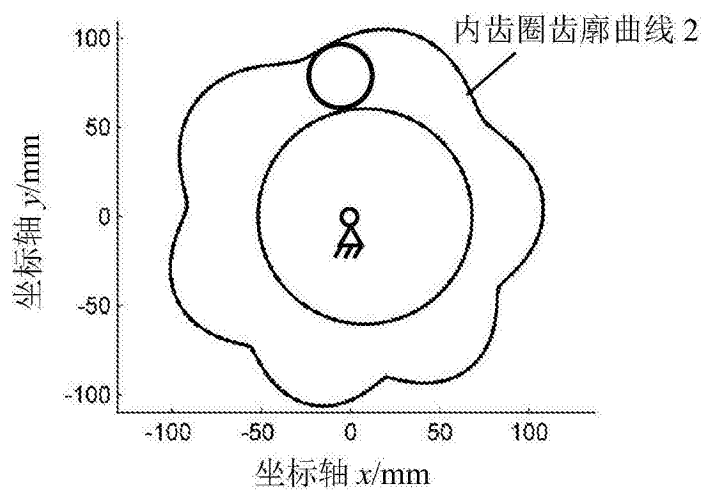


图5

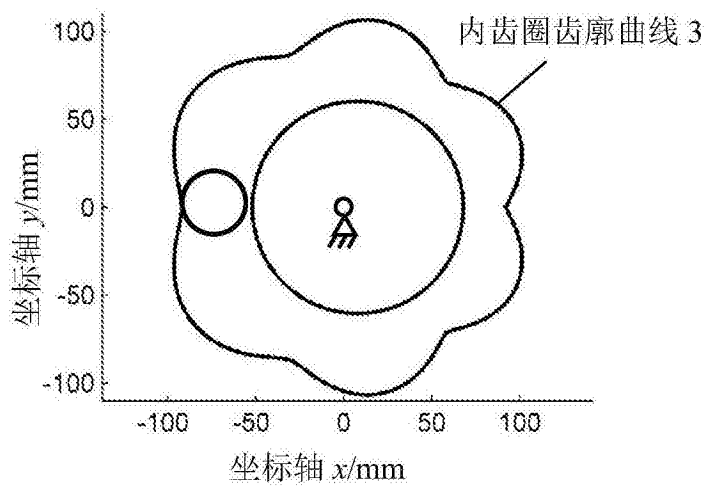


图6

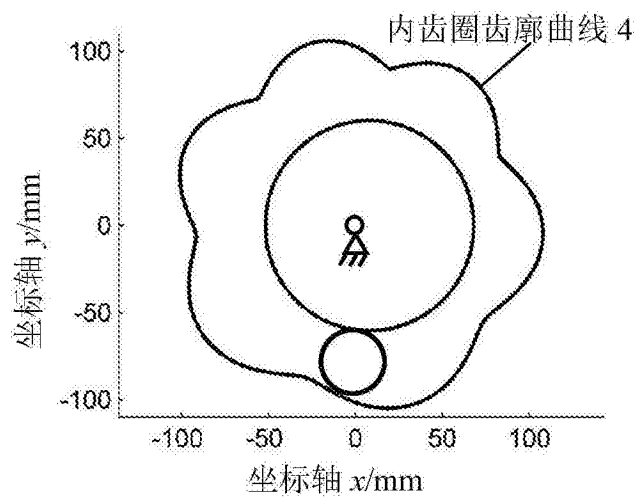


图7

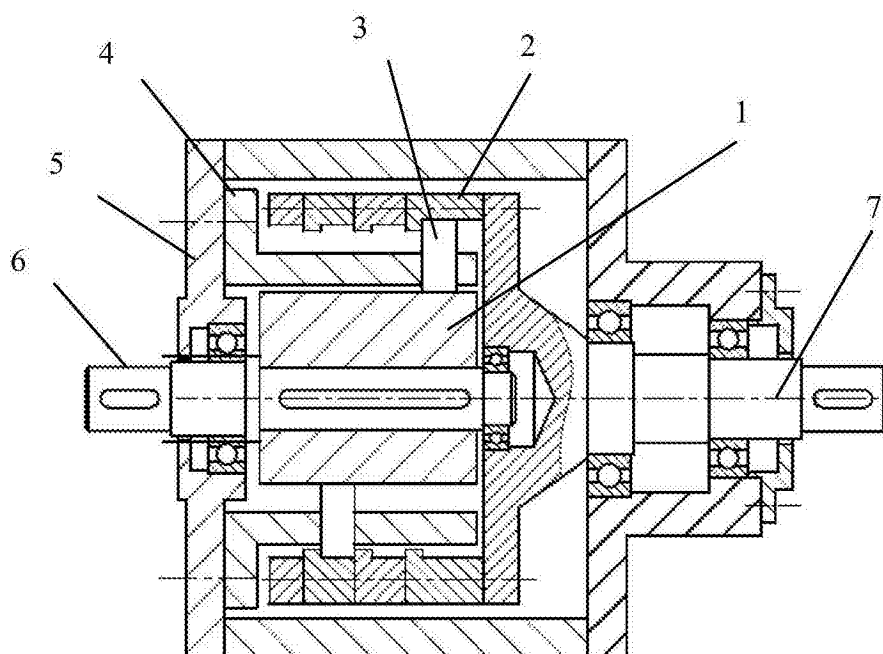


图8

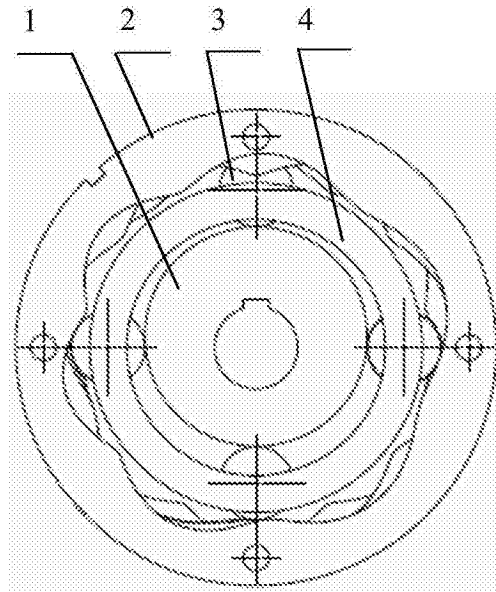


图9