



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 109458441 B

(45) 授权公告日 2021.01.08

(21) 申请号 201811382706.3

F16H 53/02 (2006.01)

(22) 申请日 2018.11.20

审查员 张纵横

(65) 同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 109458441 A

(43) 申请公布日 2019.03.12

(73) 专利权人 广州市昊志机电股份有限公司

地址 510000 广东省广州市广州经济技术开发区永和和经济区江东街6号

(72) 发明人 庄剑毅 刘青 汤秀清

(74) 专利代理机构 广州市越秀区哲力专利商标

事务所(普通合伙) 44288

代理人 杨艳 韩丹

(51) Int. Cl.

F16H 49/00 (2006.01)

F16H 55/08 (2006.01)

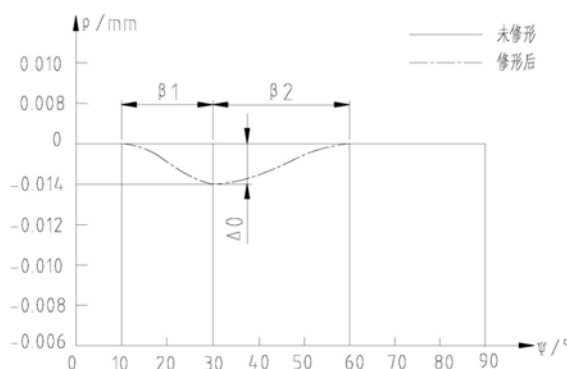
权利要求书1页 说明书5页 附图5页

(54) 发明名称

一种凸轮式波发生器

(57) 摘要

本发明公开了一种凸轮式波发生器,包括凸轮及套设于凸轮的柔性轴承,凸轮的凸轮轮廓线的极坐标方程为:在 $0 \leq \psi \leq \beta - \beta_1$ 区间,  $\rho_{\Delta} = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi]$ ;在 $\beta - \beta_1 \leq \psi \leq \beta$ 区间,  $\rho_{\Delta} = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi] + 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos[\pi(\psi - \beta) / \beta_1]\}$ ;在 $\beta \leq \psi \leq \beta + \beta_2$ 区间,  $\rho_{\Delta} = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi] + 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos[\pi(\psi - \beta) / \beta_2]\}$ ;在 $\beta + \beta_2 \leq \psi \leq 90$ 区间,  $\rho_{\Delta} = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi]$ ;采用修正型四力作用凸轮轮廓线,提升谐波减速器整机的承载能力、效率及使用寿命,通过修正力F作用处的凸轮轮廓曲线形状,改善柔性轴承的变形与受力情况;通过优化凸轮轮廓曲线的参数取值,改善柔轮的应力值和啮合质量。



1. 一种凸轮式波发生器,包括凸轮及套设于所述凸轮的柔性轴承,其特征在于:所述凸轮的凸轮轮廓线的极坐标方程为:

在 $0 \leq \psi \leq \beta - \beta_1$ 区间,  $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi]$ ;

在 $\beta - \beta_1 \leq \psi \leq \beta$ 区间,  $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi] + 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos [\pi (\psi - \beta) / \beta_1]\}$ ;

在 $\beta \leq \psi \leq \beta + \beta_2$ 区间,  $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi] + 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos [\pi (\psi - \beta) / \beta_2]\}$ ;

在 $\beta + \beta_2 \leq \psi \leq 90^\circ$ 区间,  $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi]$ ;

其中,  $A = \sin \beta + (\pi/2 - \beta) \cos \beta$ ;  $B = \cos \beta + \beta \sin \beta$ ;  $r$ 为柔轮半径;  $m$ 为柔轮模数;  $\omega_0^*$ 为最大径向变形量系数;  $\Delta_0$ 为修正量极值,根据设计需求自定义数值;  $\beta$ 为力作用角度;  $\beta_1$ 为靠近长轴的修正范围;  $\beta_2$ 为靠近短轴的修正范围;  $\psi$ 为轮廓线上点与X轴的夹角;  $\rho_\Delta$ 为修正后的四力作用凸轮轮廓线。

2. 根据权利要求1所述的凸轮式波发生器,其特征在于:所述 $\omega_0^* = \omega_0/m$ ,其中 $\omega_0$ 为最大径向变形量。

3. 根据权利要求1所述的凸轮式波发生器,其特征在于:当所述柔轮的结构长径比 $k > 0.4$ ,齿数 $Z > 130$ 时,  $\omega_0^*$ 为 $1.0 \sim 1.3$ ,  $\beta$ 为 $25^\circ \sim 35^\circ$ ,  $\Delta_0$ 为 $(0.01 \sim 0.04) \omega_0^* m$ ,  $\beta_1$ 为 $5^\circ \sim \beta$ ,  $\beta_2$ 为 $5^\circ \sim 40^\circ$ 。

4. 根据权利要求3所述的凸轮式波发生器,其特征在于:当所述柔轮的结构长径比 $k > 0.4$ ,齿数 $Z > 130$ 时,  $\omega_0^*$ 为 $1.1 \sim 1.2$ ,  $\beta$ 为 $25^\circ \sim 30^\circ$ ,  $\Delta_0$ 为 $(0.02 \sim 0.03) \omega_0^* m$ ,  $\beta_1$ 为 $20^\circ \sim \beta$ ,  $\beta_2$ 为 $20^\circ \sim 40^\circ$ 。

5. 根据权利要求1所述的凸轮式波发生器,其特征在于:当所述柔轮的结构长径比 $k > 0.4$ ,齿数 $Z \leq 130$ 时,  $\omega_0^*$ 为 $0.7 \sim 1.0$ ,  $\beta$ 为 $25^\circ \sim 35^\circ$ ,  $\Delta_0$ 为 $(0.01 \sim 0.04) \omega_0^* m$ ,  $\beta_1$ 为 $5^\circ \sim \beta$ ,  $\beta_2$ 为 $5^\circ \sim 40^\circ$ 。

6. 根据权利要求5所述的凸轮式波发生器,其特征在于:当所述柔轮的结构长径比 $k > 0.4$ ,齿数 $Z \leq 130$ 时,  $\omega_0^*$ 为 $0.8 \sim 0.9$ ,  $\beta$ 为 $30^\circ \sim 35^\circ$ ,  $\Delta_0$ 为 $(0.02 \sim 0.03) \omega_0^* m$ ,  $\beta_1$ 为 $20^\circ \sim \beta$ ,  $\beta_2$ 为 $20^\circ \sim 40^\circ$ 。

7. 根据权利要求1所述的凸轮式波发生器,其特征在于:当所述柔轮的结构长径比 $k \leq 0.4$ ,齿数 $Z > 130$ 时,  $\omega_0^*$ 为 $1.0 \sim 1.3$ ,  $\beta$ 为 $15^\circ \sim 25^\circ$ ,  $\Delta_0$ 为 $(0.01 \sim 0.03) \omega_0^* m$ ,  $\beta_1$ 为 $5^\circ \sim \beta$ ,  $\beta_2$ 为 $5^\circ \sim 40^\circ$ 。

8. 根据权利要求7所述的凸轮式波发生器,其特征在于:当所述柔轮的结构长径比 $k \leq 0.4$ ,齿数 $Z > 130$ 时,  $\omega_0^*$ 为 $1.2 \sim 1.3$ ,  $\beta$ 为 $20^\circ \sim 25^\circ$ ,  $\Delta_0$ 为 $(0.01 \sim 0.02) \omega_0^* m$ ,  $\beta_1$ 为 $10^\circ \sim \beta$ ,  $\beta_2$ 为 $20^\circ \sim 40^\circ$ 。

9. 根据权利要求1所述的凸轮式波发生器,其特征在于:当所述柔轮的结构长径比 $k \leq 0.4$ ,齿数 $Z \leq 130$ 时,  $\omega_0^*$ 为 $0.7 \sim 1.0$ ,  $\beta$ 为 $15^\circ \sim 25^\circ$ ,  $\Delta_0$ 为 $(0.01 \sim 0.03) \omega_0^* m$ ,  $\beta_1$ 为 $5^\circ \sim \beta$ ,  $\beta_2$ 为 $5^\circ \sim 40^\circ$ 。

10. 根据权利要求9所述的凸轮式波发生器,其特征在于:当所述柔轮的结构长径比 $k \leq 0.4$ ,齿数 $Z \leq 130$ 时,  $\omega_0^*$ 为 $0.8 \sim 0.9$ ,  $\beta$ 为 $15^\circ \sim 20^\circ$ ,  $\Delta_0$ 为 $(0.01 \sim 0.02) \omega_0^* m$ ,  $\beta_1$ 为 $10^\circ \sim \beta$ ,  $\beta_2$ 为 $20^\circ \sim 40^\circ$ 。

## 一种凸轮式波发生器

### 技术领域

[0001] 本发明涉及波发生器,尤其是涉及一种凸轮式波发生器。

### 背景技术

[0002] 谐波减速器主要由波发生器、柔轮与刚轮三大基本构件组成,是一种靠波发生器使柔轮产生可控的弹性变形波,通过与刚轮的相互作用,实现运动和动力传递的传动装置。波发生器是使柔轮产生连续变形波的构件,其形式及几何参数,不仅决定了谐波齿轮传动原始曲线的形状,而且对传动的啮合性能和柔轮强度有重要影响。

[0003] 根据结构的不同,波发生器可分为凸轮式、滚轮式、圆盘式等不同类型的波发生器。凸轮式波发生器可使柔轮和刚轮的啮合达到理想状态,运转平稳、精度高、效率也较高;而且由于柔轮内的应力分布状态得到改善,承载能力高,因而适用于对传动精度要求较高的传动。目前,谐波减速器主要采用凸轮式波发生器。

[0004] 凸轮式波发生器是由一个按柔轮变形波运动规律设计、制作的凸轮,在其外面套装一个可在变形状态下工作的柔性轴承而构成。凸轮的变形形状和变形量直接决定着柔轮的变形形状和变形量,对整个谐波减速器的工作能力至关重要,因此,凸轮廓线的设计是凸轮式波发生器设计的主要内容。

[0005] 目前,应用最广的是余弦凸轮廓线与四力作用凸轮廓线。四力作用凸轮廓线能够通过改变力F作用角度(记为 $\beta$ )而改善柔轮的应力值和啮合质量,在整机综合性能上较余弦凸轮更优。但四力作用凸轮廓线的缺点在于在力F的作用处使柔性轴承的磨损增加,并且谐波减速器整机的使用寿命取决于柔性轴承的使用寿命,因此该缺点对整机的效率与使用寿命极为不利。

### 发明内容

[0006] 为了克服现有技术的不足,本发明的目的在于提供一种使用效率高、寿命长的凸轮式波发生器。

[0007] 本发明的目的采用以下技术方案实现:

[0008] 一种凸轮式波发生器,包括凸轮及套设于所述凸轮的柔性轴承,所述凸轮的凸轮廓线的极坐标方程为:在 $0 \leq \psi \leq \beta - \beta_1$ 区间, $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi]$ ;在 $\beta - \beta_1 \leq \psi \leq \beta$ 区间, $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi] + 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos [\pi (\psi - \beta) / \beta_1]\}$ ;在 $\beta \leq \psi \leq \beta + \beta_2$ 区间, $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi] + 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos [\pi (\psi - \beta) / \beta_2]\}$ ;在 $\beta + \beta_2 \leq \psi \leq 90$ 区间, $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi]$ ;其中, $A = \sin \beta + (\pi/2 - \beta) \cos \beta$ ;  $B = \cos \beta + \beta \sin \beta$ ;  $r$ 为柔轮半径; $m$ 为柔轮模数; $\omega_0^*$ 为最大径向变形量系数; $\Delta_0$ 为修正量极值,根据设计需求自定义数值; $\beta$ 为力作用角度; $\beta_1$ 为靠近长轴的修正范围; $\beta_2$ 为靠近短轴的修正范围。

[0009] 进一步地,所述 $\omega_0^* = \omega_0 / m$ ,其中 $\omega_0$ 为最大径向变形量。

[0010] 进一步地,当所述柔轮的结构长径比 $k > 0.4$ ,齿数 $Z > 130$ 时, $\omega_0^*$ 为 $1.0 \sim 1.3$ , $\beta$ 为 $25^\circ$

$\sim 35^\circ$ ,  $\Delta_0$ 为(0.01~0.04)  $\omega_0^*m$ ,  $\beta_1$ 为 $5^\circ \sim \beta$ ,  $\beta_2$ 为 $5^\circ \sim 40^\circ$ 。

[0011] 进一步地,当所述柔轮的结构长径比 $k > 0.4$ ,齿数 $Z > 130$ 时, $\omega_0^*$ 为1.1~1.2, $\beta$ 为 $25^\circ \sim 30^\circ$ , $\Delta_0$ 为(0.02~0.03)  $\omega_0^*m$ , $\beta_1$ 为 $20^\circ \sim \beta$ , $\beta_2$ 为 $20^\circ \sim 40^\circ$ 。

[0012] 进一步地,当所述柔轮的结构长径比 $k > 0.4$ ,齿数 $Z \leq 130$ 时, $\omega_0^*$ 为0.7~1.0, $\beta$ 为 $25^\circ \sim 35^\circ$ , $\Delta_0$ 为(0.01~0.04)  $\omega_0^*m$ , $\beta_1$ 为 $5^\circ \sim \beta$ , $\beta_2$ 为 $5^\circ \sim 40^\circ$ 。

[0013] 进一步地,当所述柔轮的结构长径比 $k > 0.4$ ,齿数 $Z \leq 130$ 时, $\omega_0^*$ 为0.8~0.9, $\beta$ 为 $30^\circ \sim 35^\circ$ , $\Delta_0$ 为(0.02~0.03)  $\omega_0^*m$ , $\beta_1$ 为 $20^\circ \sim \beta$ , $\beta_2$ 为 $20^\circ \sim 40^\circ$ 。

[0014] 进一步地,当所述柔轮的结构长径比 $k \leq 0.4$ ,齿数 $Z > 130$ 时, $\omega_0^*$ 为1.0~1.3, $\beta$ 为 $15^\circ \sim 25^\circ$ , $\Delta_0$ 为(0.01~0.03)  $\omega_0^*m$ , $\beta_1$ 为 $5^\circ \sim \beta$ , $\beta_2$ 为 $5^\circ \sim 40^\circ$ 。

[0015] 进一步地,当所述柔轮的结构长径比 $k \leq 0.4$ ,齿数 $Z > 130$ 时, $\omega_0^*$ 为1.2~1.3, $\beta$ 为 $20^\circ \sim 25^\circ$ , $\Delta_0$ 为(0.01~0.02)  $\omega_0^*m$ , $\beta_1$ 为 $10^\circ \sim \beta$ , $\beta_2$ 为 $20^\circ \sim 40^\circ$ 。

[0016] 进一步地,当所述柔轮的结构长径比 $k \leq 0.4$ ,齿数 $Z \leq 130$ 时, $\omega_0^*$ 为0.7~1.0, $\beta$ 为 $15^\circ \sim 25^\circ$ , $\Delta_0$ 为(0.01~0.03)  $\omega_0^*m$ , $\beta_1$ 为 $5^\circ \sim \beta$ , $\beta_2$ 为 $5^\circ \sim 40^\circ$ 。

[0017] 进一步地,当所述柔轮的结构长径比 $k \leq 0.4$ ,齿数 $Z \leq 130$ 时, $\omega_0^*$ 为0.8~0.9, $\beta$ 为 $15^\circ \sim 20^\circ$ , $\Delta_0$ 为(0.01~0.02)  $\omega_0^*m$ , $\beta_1$ 为 $10^\circ \sim \beta$ , $\beta_2$ 为 $20^\circ \sim 40^\circ$ 。

[0018] 相比现有技术,本发明凸轮式波发生器的凸轮采用修正型四力作用凸轮廓线,以提升谐波减速器整机的承载能力、效率及使用寿命,通过修正力F作用处的凸轮廓曲线形状,改善柔性轴承的变形与受力情况;通过优化凸轮廓曲线的参数取值,改善柔轮的应力值和啮合质量。

## 附图说明

[0019] 图1为现有技术中凸轮式波发生器的结构示意图;

[0020] 图2为柔轮薄壁圆环的简化示意图;

[0021] 图3为图1的凸轮式波发生器的凸轮的四力作用下的凸轮廓线;

[0022] 图4为本发明的凸轮式波发生器的凸轮的凸轮廓线修形前后对比图;

[0023] 图5为图4凸轮式波发生器A处的放大图;

[0024] 图6为图4凸轮式波发生器第一象限凸轮廓线修形前后极坐标对比图。

[0025] 图中:10、凸轮;20、柔性轴承;30、柔轮。

## 具体实施方式

[0026] 下面将结合本发明实施例中的附图,对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述,显然,所描述的实施例仅仅是本发明一部分实施例,而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例,本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本发明保护的范围。

[0027] 需要说明的是,当组件被称为“固定于”另一个组件,它可以直接在另一个组件上或者也可以存在居中的组件。当一个组件被认为是“连接”另一个组件,它可以是直接连接到另一个组件或者可能同时存在居中组件。当一个组件被认为是“设置于”另一个组件,它可以是直接设置在另一个组件上或者可能同时存在居中组件。本文所使用的术语“垂直的”、“水平的”、“左”、“右”以及类似的表述只是为了说明的目的。

[0028] 除非另有定义,本文所使用的所有的技术和科学术语与属于本发明的技术领域的技术人员通常理解的含义相同。本文中在本发明的说明书中所使用的术语只是为了描述具体的实施例的目的,不是旨在限制本发明。本文所使用的术语“及/或”包括一个或多个相关的所列项目的任意的和所有的组合。

[0029] 现有技术中,如附图1所示,凸轮式波发生器是由一个按柔轮30变形波运动规律设计、制作的凸轮10,在其外面套装一个可在变形状态下工作的柔性轴承20而构成的。凸轮10的变形形状和变形量决定着柔轮30的变形形状和变形量,对整个谐波减速器的工作能力至关重要。

[0030] 现有技术中,四力作用凸轮廓线是这样表达的:柔轮30可以看做一个薄壁圆环(如图2所示),薄壁圆环是厚度 $\delta$ 远小于半径 $r$ 的圆环,半径为 $r$ 的圆是圆环的中性圆半径,位于圆环厚度的中间。薄壁圆环受力变形时,中性圆的长度保持不变。如图3所示(此处将薄壁圆环简化为一个圆),薄壁圆环在夹角为 $\beta$ 的四个力 $F$ 的作用下产生变形,中性圆随之变形,变形后的中性圆则为四力作用凸轮廓线。在这变形过程中,中性圆与 $X$ 轴的交点在径向上变形最大,称为最大径向变形量 $\omega_0$ ;中性圆上其余点(设与 $X$ 轴的夹角为 $\psi$ )的径向变形量 $\omega$ 与 $\omega_0$ 的关系如下:

[0031] 在 $0 \leq \psi \leq \beta$ 区间,

$$[0032] \quad \omega = [\omega_0 / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi] \quad (1)$$

[0033] 其中, $A = \sin \beta + (\pi/2 - \beta) \cos \beta$ ;  $B = \cos \beta + \beta \sin \beta$ ;  $\omega_0$ 为最大径向变形量;  $\omega$ 为径向变形量;  $\beta$ 为力的夹角。

[0034] 在 $\beta \leq \psi \leq 90$ 区间,

$$[0035] \quad \omega = [\omega_0 / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi] \quad (2)$$

[0036] 其中, $A = \sin \beta + (\pi/2 - \beta) \cos \beta$ ;  $B = \cos \beta + \beta \sin \beta$ ;  $\omega_0$ 为最大径向变形量;  $\omega$ 为径向变形量;  $\beta$ 为力的夹角。

[0037] 中性圆上点 $P$ 变形前与 $X$ 轴夹角为 $\angle POX$ ,变形后到达凸轮廓线的点 $P'$ ,工程应用中,可认为夹角保持不变,即夹角 $\angle P'OX = \angle POX$ 。

[0038] 同时, $\omega_0$ 与柔轮30的模数 $m$ 的比值称为最大径向变形量系数 $\omega_0^*$ 即:

$$[0039] \quad \omega_0 = \omega_0^* m \quad (3)$$

[0040] 因此,四力作用凸轮廓线的极坐标方程可表示为:

[0041] 在 $0 \leq \psi \leq \beta$ 区间,

$$[0042] \quad \rho = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi] \quad (4)$$

[0043] 其中, $A = \sin \beta + (\pi/2 - \beta) \cos \beta$ ;  $m$ 为柔轮30的模数;  $\omega_0^*$ 为最大径向变形量系数;  $\beta$ 为力的夹角;  $r$ 为柔轮30的半径。

[0044] 在 $\beta \leq \psi \leq 90$ 区间,

$$[0045] \quad \rho = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi] \quad (5)$$

[0046] 其中, $B = \cos \beta + \beta \sin \beta$ ;  $m$ 为柔轮30的模数;  $\omega_0^*$ 为最大径向变形量系数;  $\beta$ 为力的夹角;  $r$ 为柔轮30的半径。

[0047] 一般地,凸轮廓线设计时, $r$ 和 $m$ 为已知,通过调整 $\omega_0^*$ 和 $\beta$ ,可改变凸轮廓线的形状,最终调节柔轮30的变形情况、应力值和啮合质量。

[0048] 本发明中,在现有四力作用凸轮廓线的基础上,以角 $\beta$ 为基准,对其两侧一定范围

$[-\beta_1, \beta_2]$ 的曲线点进行局部的径向变形量修正,记该修正量为 $\Delta$ ,则修正后的四力作用凸轮廓线为: $\rho_\Delta = \rho + \Delta$ 。

[0049] 采用余弦修正法,  $\Delta$ 设计如下:

[0050] 在 $0 \leq \psi \leq \beta - \beta_1$ 区间,  $\Delta = 0$ ;

[0051] 在 $\beta - \beta_1 \leq \psi \leq \beta$ 区间,  $\Delta = 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos[\pi(\psi - \beta) / \beta_1]\}$  (6)

[0052] 在 $\beta \leq \psi \leq \beta + \beta_2$ 区间,  $\Delta = 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos[\pi(\psi - \beta) / \beta_2]\}$  (7)

[0053] 在 $\beta + \beta_2 \leq \psi \leq 90$ 区间,  $\Delta = 0$ ;

[0054] 其中,  $\Delta_0$ 为修正量极值,根据设计需求自定义数值; $\beta_1$ 为靠近长轴的修正范围, $\beta_2$ 为靠近短轴的修正范围。

[0055] 那么,修正后的四力作用凸轮廓线的极坐标方程可表示为:

[0056] 在 $0 \leq \psi \leq \beta - \beta_1$ 区间,

[0057]  $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi]$ ; (8)

[0058] 其中,  $A = \sin \beta + (\pi/2 - \beta) \cos \beta$ ;  $m$ 为柔轮30的模数;  $\omega_0^*$ 为最大径向变形量系数;  $\beta$ 为力的夹角;  $r$ 为柔轮30的半径。

[0059] 在 $\beta - \beta_1 \leq \psi \leq \beta$ 区间,

[0060]  $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [A \cos \psi + \psi \sin \beta \sin \psi - 4/\pi] + 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos[\pi(\psi - \beta) / \beta_1]\}$ ; (9)

[0061] 其中,  $A = \sin \beta + (\pi/2 - \beta) \cos \beta$ ;  $m$ 为柔轮30的模数;  $\omega_0^*$ 为最大径向变形量系数;  $\beta$ 为力的夹角;  $r$ 为柔轮30的半径;  $\Delta_0$ 为修正量极值;  $\beta_1$ 为靠近长轴的修正范围。

[0062] 在 $\beta \leq \psi \leq \beta + \beta_2$ 区间,

[0063]  $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi] + 0.5 \Delta_0 \{1 + \cos[\pi(\psi - \beta) / \beta_2]\}$ ; (10)

[0064] 其中,  $B = \cos \beta + \beta \sin \beta$ ;  $m$ 为柔轮30的模数;  $\omega_0^*$ 为最大径向变形量系数;  $\beta$ 为力的夹角;  $r$ 为柔轮30的半径;  $\Delta_0$ 为修正量极值;  $\beta_2$ 为靠近短轴的修正范围。

[0065] 在 $\beta + \beta_2 \leq \psi \leq 90$ 区间,

[0066]  $\rho_\Delta = r + [\omega_0^* m / (A - 4/\pi)] [B \sin \psi + (\pi/2 - \psi) \cos \beta \cos \psi - 4/\pi]$ ; (11)

[0067] 其中,  $B = \cos \beta + \beta \sin \beta$ ;  $m$ 为柔轮30的模数;  $\omega_0^*$ 为最大径向变形量系数;  $\beta$ 为力的夹角;  $r$ 为柔轮30的半径。

[0068] 凸轮廓线设计时,  $r$ 和 $m$ 为已知,要完全确定凸轮廓线的形状,还需确定 $\omega_0^*$ 、 $\beta$ 、 $\Delta_0$ 、 $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 等5个参数的值。这些参数的取值与柔轮30的结构长径比 $k$ (如图1所示,  $k = d/L$ )和齿数 $Z$ 有关,较佳取值范围如表1所示。

[0069] 表1

柔轮结构参数		凸轮廓参数较佳取值范围				
长径比 $k$	齿数 $Z$	$\omega_0^*$	$\beta$ (°)	$\Delta_0$ (mm)	$\beta_1$ (°)	$\beta_2$ (°)
>0.4	>130	1.0-1.3	25-35	(0.01-0.04) $\omega_0^* m$	5- $\beta$	5-40
>0.4	≤130	0.7-1.0	25-35	(0.01-0.04) $\omega_0^* m$	5- $\beta$	5-40
≤0.4	>130	1.0-1.3	15-25	(0.01-0.03) $\omega_0^* m$	5- $\beta$	5-40
≤0.4	≤130	0.7-1.0	15-25	(0.01-0.03) $\omega_0^* m$	5- $\beta$	5-40

[0071] 最佳取值范围如表2所示。

[0072] 表2

柔轮结构参数		凸轮廓参数最佳取值范围				
长径比k	齿数Z	$\omega_0^*$	$\beta$ (°)	$\Delta_0$ (mm)	$\beta_1$ (°)	$\beta_2$ (°)
[0073] >0.4	>130	1.1-1.2	25-30	(0.02-0.03) $\omega_0^*m$	20- $\beta$	20-40
>0.4	$\leq$ 130	0.8-0.9	30-35	(0.02-0.03) $\omega_0^*m$	20- $\beta$	20-40
$\leq$ 0.4	>130	1.2-1.3	20-25	(0.01-0.02) $\omega_0^*m$	10- $\beta$	20-40
$\leq$ 0.4	$\leq$ 130	0.8-0.9	15-20	(0.01-0.02) $\omega_0^*m$	10- $\beta$	20-40

[0074] 下面举例说明修正后的四力作用凸轮廓线的效果。

[0075] 以某一规格谐波减速器为例,已知 $k=0.5>0.4$ , $Z=100$ , $r=40$ , $m=0.8$ ;

[0076] 依照表2,  $\omega_0^*$ 、 $\beta$ 、 $\Delta_0$ 、 $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 等5个参数的取值如下:

[0077]  $\omega_0^*=0.9$ , $\beta=30^\circ$ ,  $\Delta_0=0.02 \cdot \omega_0^* \cdot m=0.014$ , $\beta_1=20^\circ$ , $\beta_2=30^\circ$ 。

[0078] 根据式4与式5,得未修行前的凸轮廓线方程如下:

[0079]  $\rho=40+[0.9*0.8/(1.407-4/\pi)] [1.407*\cos\psi+\psi\sin30^\circ*\sin\psi-4/\pi]$ ,  $\psi \in [0, 30^\circ]$ ;

[0080]  $\rho=40+[0.9*0.8/(1.407-4/\pi)] [1.128*\sin\psi+(\pi/2-\psi)\cos30^\circ*\cos\psi-4/\pi]$ ,  $\psi \in [0, \beta]$ 。

[0081] 其中, $A=\sin30^\circ+(\pi/2-30^\circ)\cos30^\circ=1.407$ ,

[0082]  $B=\cos30^\circ+30^\circ\sin30^\circ=1.128$ 。

[0083] 可得出未修形的凸轮廓线及未修形的凸轮极坐标。

[0084] 根据下面公式:

[0085]  $\rho_\Delta=40+[0.9*0.8/(1.407-4/\pi)] [1.407*\cos\psi+\psi\sin30^\circ*\sin\psi-4/\pi]$ ,  $\psi \in [0, 10^\circ]$ ;

[0086]  $\rho_\Delta=40+[0.9*0.8/(1.407-4/\pi)] [1.407*\cos\psi+\psi\sin30^\circ*\sin\psi-4/\pi]+0.5*0.014*\{1+\cos[\pi(\psi-30^\circ)/20^\circ]\}$ ,  $\psi \in [10^\circ, 30^\circ]$ ;

[0087]  $\rho_\Delta=r+[0.9*0.8/(1.407-4/\pi)] [1.128*\sin\psi+(\pi/2-\psi)\cos30^\circ*\cos\psi-4/\pi]+0.5*0.014*\{1+\cos[\pi(\psi-30^\circ)/30^\circ]\}$ ,  $\psi \in [30^\circ, 60^\circ]$ ;

[0088]  $\rho_\Delta=40+[0.9*0.8/(1.407-4/\pi)] [1.128*\sin\psi+(\pi/2-\psi)\cos30^\circ*\cos\psi-4/\pi]$ ,  $\psi \in [60^\circ, 90^\circ]$ ;

[0089] 其中,

[0090]  $A=\sin30^\circ+(\pi/2-30^\circ)\cos30^\circ=1.407$ ,

[0091]  $B=\cos30^\circ+30^\circ\sin30^\circ=1.128$ 。

[0092] 可得出修形后的凸轮廓线及修形后的凸轮极坐标。

[0093] 综上所述,凸轮廓线修形前后对比如图4及图5所示,第一象限凸轮修形前后极坐标对比(以未修形的凸轮廓线为基准)如图6所示。

[0094] 本发明通过修正力F作用处的凸轮廓曲线形状,改善了柔性轴承20的变形与受力情况;同时,通过优化凸轮廓曲线的参数取值,改善了柔轮30的应力值和啮合质量;这样,谐波减速器整机的承载能力与使用寿命将大幅度提升,同时,传动效率也有小幅提升。

[0095] 对本领域的技术人员来说,可根据以上描述的技术方案以及构思,做出其它各种相应的改变以及形变,而所有的这些改变以及形变都应该属于本发明权利要求的保护范围之内。

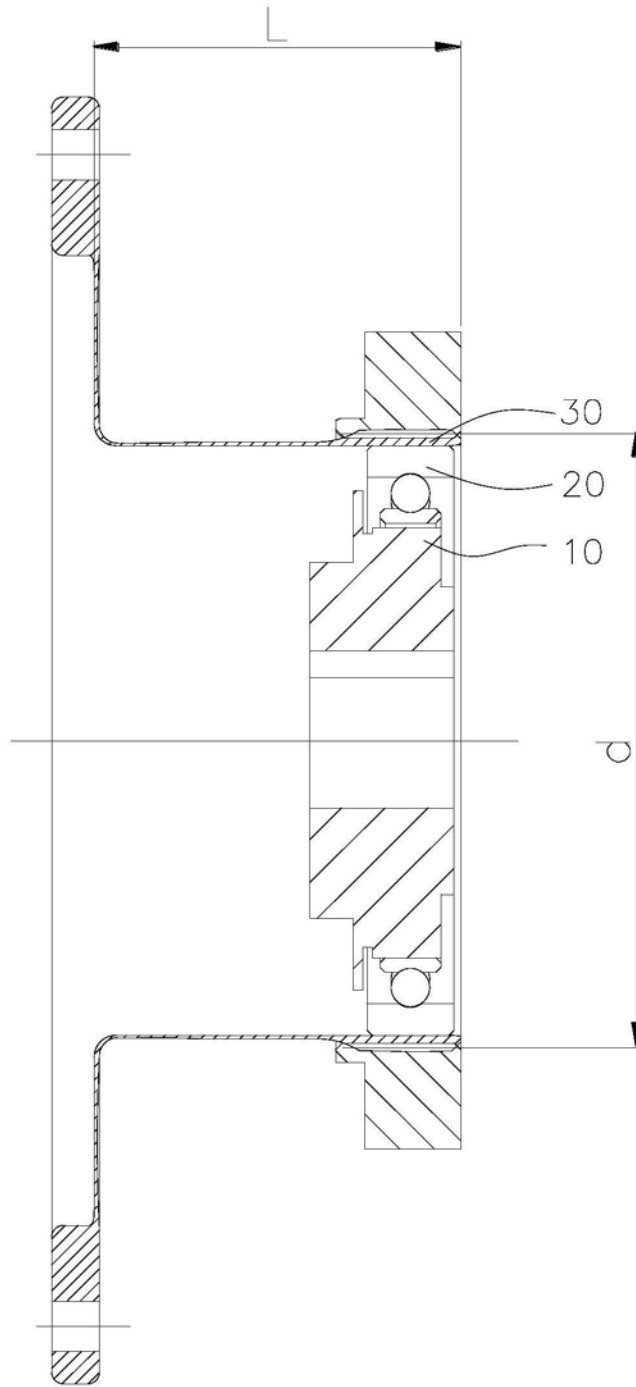


图1



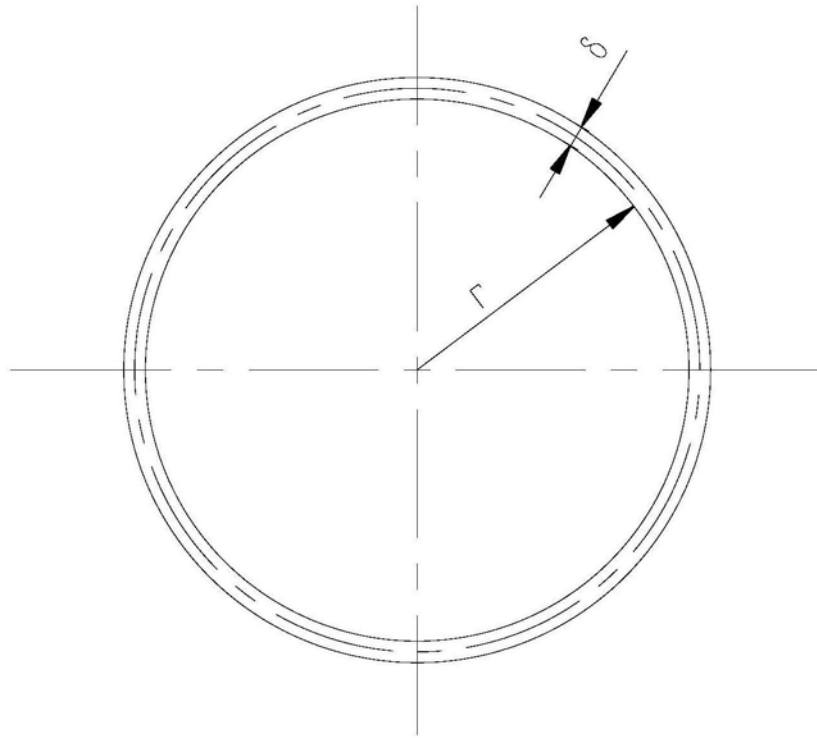


图2

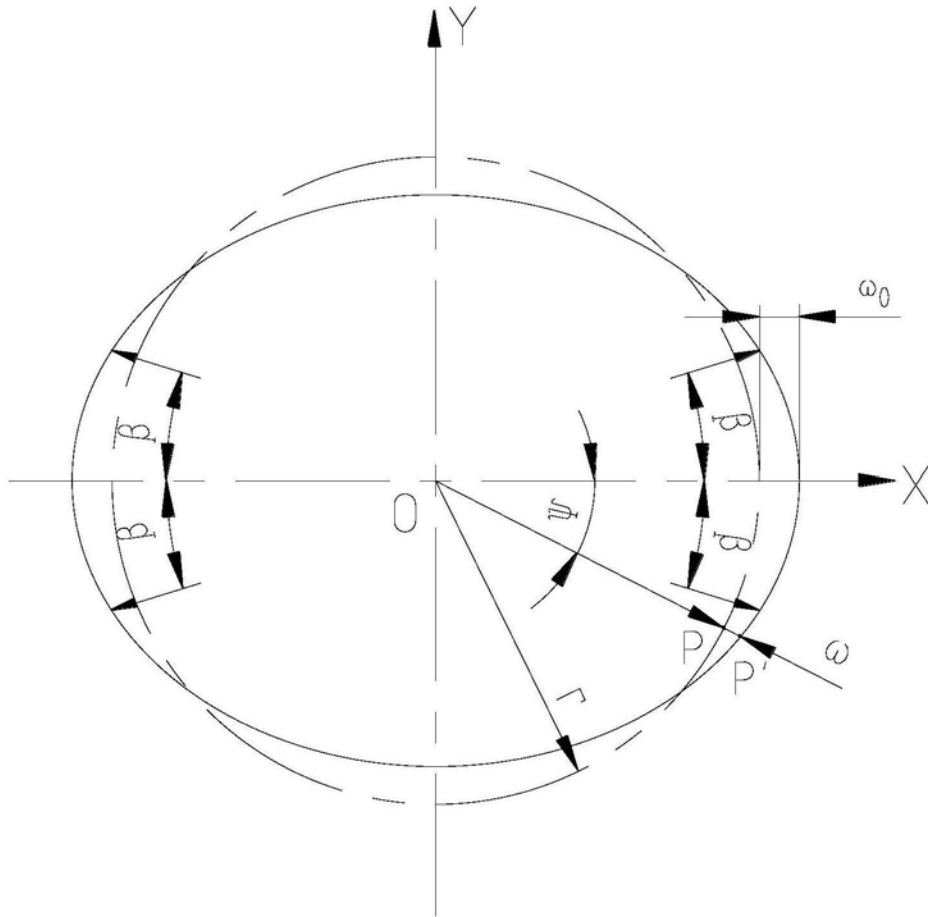


图3

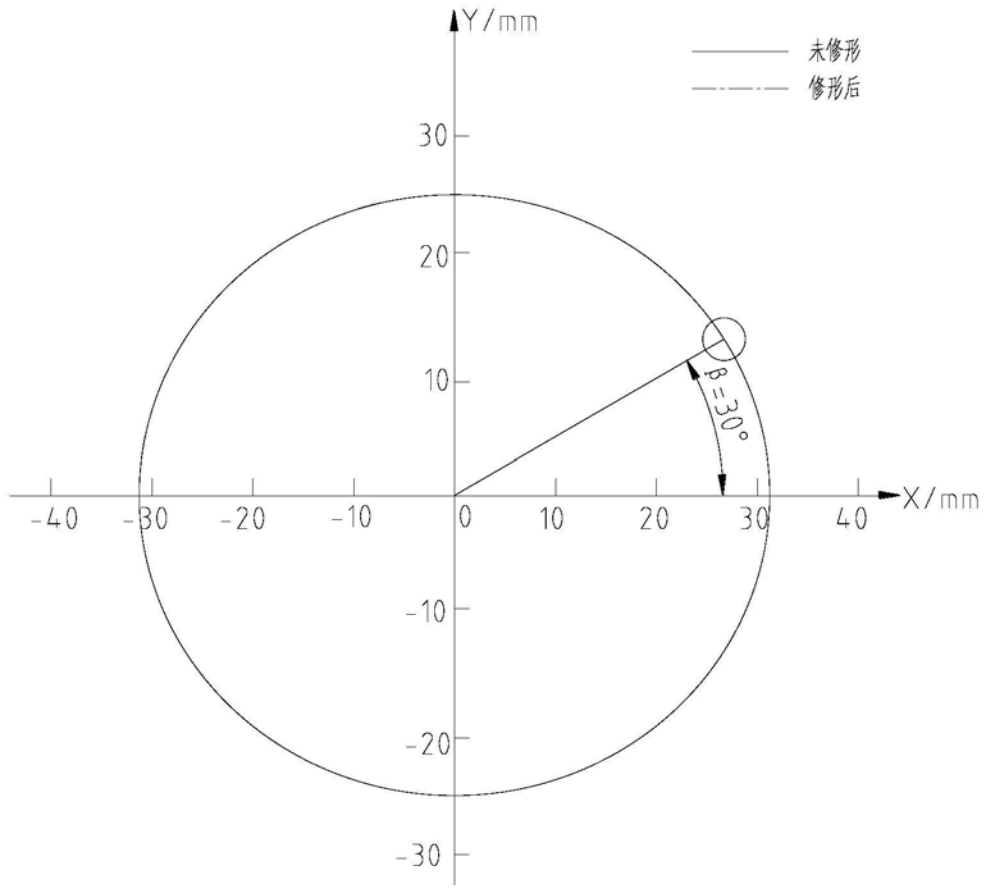


图4

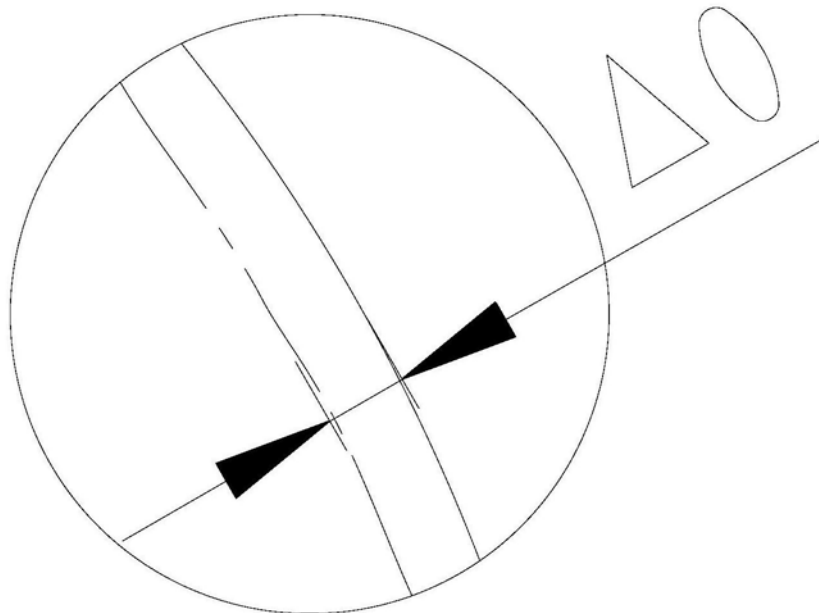


图5

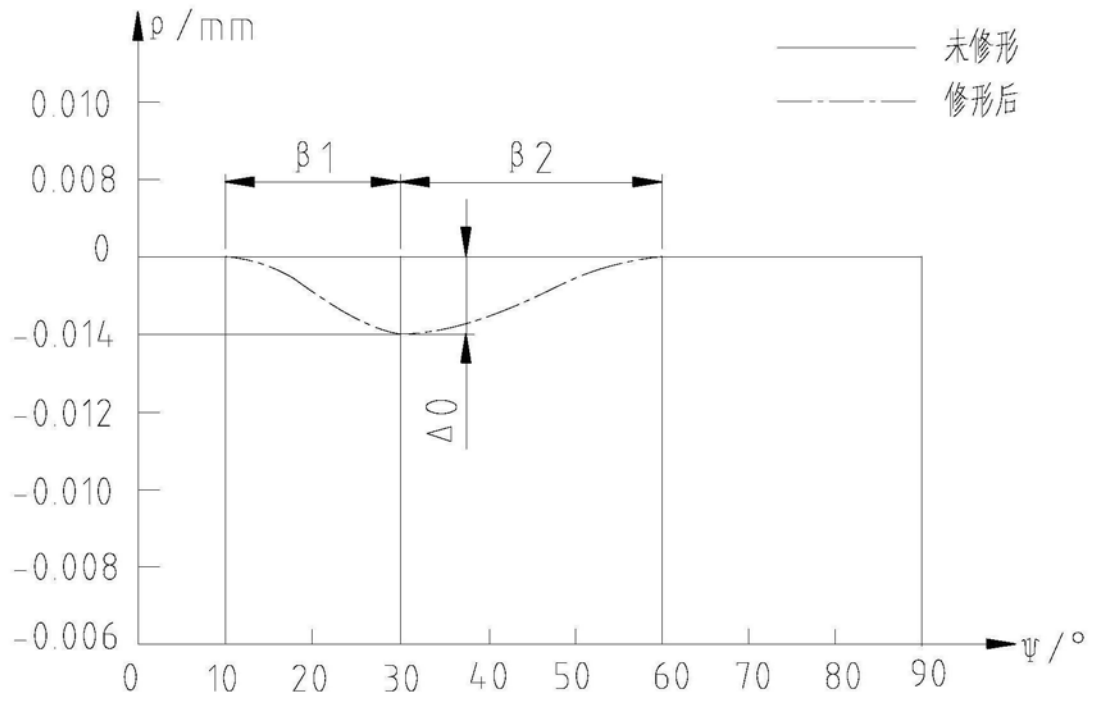


图6