

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国际局

(43) 国际公布日
2018 年 3 月 1 日 (01.03.2018)



(10) 国际公布号
WO 2018/036034 A1

- (51) 国际专利分类号:
F16H 1/04 (2006.01) *F16H 55/08* (2006.01)
- (21) 国际申请号: PCT/CN2016/110655
- (22) 国际申请日: 2016 年 12 月 19 日 (19.12.2016)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权:
201610711803.7 2016 年 8 月 23 日 (23.08.2016) CN
- (71) 申请人: 华南理工大学 (SOUTH CHINA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY) [CN/CN]; 中国广东省广州市天河区五山路 381 号, Guangdong 510640 (CN)。
- (72) 发明人: 陈扬枝 (CHEN, Yangzhi); 中国广东省广州市天河区五山路 381 号, Guangdong 510640 (CN)。 吕月玲 (LV, Yueling); 中国广东省广州市天河区五山路 381 号, Guangdong 510640 (CN)。
- (74) 代理人: 广州粤高专利商标代理有限公司 (YOGO PATENT & TRADEMARK AGENCY LIMITED COMPANY); 中国广东省广州市天

河区体育西路中石化大厦 B 塔 3912 室, Guangdong 510620 (CN)。

- (81) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。
- (84) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

(54) Title: ROTATION-MOVEMENT CONVERSION LINEAR GEAR MECHANISM

(54) 发明名称: 一种转动-移动转换的线齿轮机构

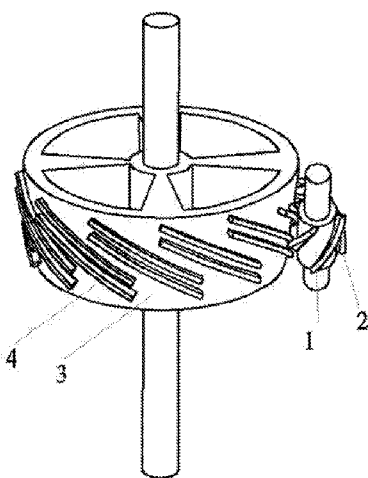


图 4

(57) Abstract: Disclosed is a rotation-movement conversion linear gear mechanism. The mechanism comprises a driving linear gear (1) and a driven linear gear (2). A staggered angle between an axis of the driving linear gear and an axis of the driven linear gear is any value within $0^\circ - 180^\circ$. By means of point contact engagement of a driving contact line and a driven contact line on a driving linear tooth on the driving linear gear (1) and a driven linear tooth on the driven linear gear (2), and by using rotation of the driving linear gear (1), the driven linear gear (2) stably moves when rotating. The rotation-movement conversion linear gear mechanism has a simple structure and a convenient design, can realize smaller-displacement movement, and in particular, is suitable for conversion from rotation to linear movement of micro machinery.

(57) 摘要: 一种转动-移动转换的线齿轮机构, 包括主动线齿轮 (1) 和从动线齿轮 (2)。主动线齿轮轴线和从动线齿轮轴线间交错角为 $0^\circ \sim 180^\circ$ 中的任意值。通过主动线齿轮 (1) 上的主动线齿和从动线齿轮 (2) 上的从动线齿的主动接触线和从动接触线间的点接触啮合, 利用主动线齿轮 (1) 的转动, 而实现从动线齿轮 (2) 的转动同时平稳移动。转动-移动转换的线齿轮机构结构简单, 设计方便, 能实现较小位移的移动, 特别适合于微小机械的转动变直线运动中。

根据细则4.17的声明：

- 发明人资格(细则4.17(iv))

本国际公布：

- 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

一种转动-移动转换的线齿轮机构

技术领域

本发明涉及技术领域为机械传动和微机电系统,具体是一种转动-移动转换的线齿轮机构。

背景技术

转动变直线运动,主要运用于各种机床、电机和分度机构等场合,最常用于实现该功能的机构有链条,钢丝绳,传动带,凸轮,气动,液压,齿条或丝杆。不同机构,可以用于不同的转动变直线运动场合,他们也有着不同的优缺点。如齿轮齿条虽然有着行程无限、负载大安装方便等优点,也存在反向间隙、齿间胶合振动较大、噪声大和精度的一致性难以保证等缺点;带传动虽然有运行速度快、噪声低和成本低的优点,但其刚性差,易磨损断裂,精度低,推力小等;丝杆虽然其精度较高、刚性好何噪音较小,但是其行程较短,速度较慢,行程精度一致性难以保证等等缺点。

线齿轮是一种新型的齿轮,其主要是依据空间曲线啮合理论,该理论不同于面接触或者线接触的传统啮合理论,是一对空间共轭曲线通过点啮合来实现传动的齿轮。线齿轮的发明和研究已经有了十几年的发展,其具有尺寸小,传动比大,制造方便等优点,主要运用于微小传动领域。对于线齿轮的研究,目前的主要集中在同平面两斜交轴间,或者是不同平面两交错轴中的转动变转动的传动,而对于由转动变直线运动的线齿轮机构,则还没有开始涉及。

发明内容

本发明设计出能够为微小机械装置提供转动-移动转换的线齿轮机构。本发明的转动-移动转换的线齿轮机构的主动线齿轮轴线和从动线齿轮轴线间交错角可以为 $0^{\circ} \sim 180^{\circ}$ 中的任意角度,且质量小,制造简单,造价低廉特别便于在微机电领域的应用。本发明通过如下技术方法实现。

一种转动-移动转换的线齿轮机构,该机构包括主动线齿轮和从动线齿轮。主动线齿和主动线齿轮轮体构成主动线齿轮,从动线齿和从动线齿轮轮体构成从动线齿轮。主动线齿最少齿数可以为1,从动线齿数和传动比和直线移动的距离有关。主动线齿轮和从动线齿轮组成一对传动副,主动轮轴线和从动轮轴线间交错角为 $0^{\circ} \sim 180^{\circ}$ 。

进一步的,所述主动线齿和从动线齿是分别以任意形状的封闭曲线为母线沿以主动接触线和从动接触线为导线运动而成的实体,所述主动接触线和从动接触线为符合转动-移动转换的线齿轮机构的空间曲线啮合方程的一对共轭空间曲线。

进一步的,主动线齿轮和从动线齿轮通过主动线齿和从动线齿上的一对共轭的主动接触线和从动接触线间的点接触啮合,实现该转动-移动转换的线齿轮机构的传动,即,当主动线齿轮转动时,与之啮合的从动线齿轮在转动的同时沿轴向平稳移动。

进一步的,所述转动-移动转换的线齿轮机构空间曲线啮合方程由如下确定: $o-xyz$ 、 $o_q-x_qy_qz_q$ 是两个空间笛卡尔直角坐标系, o 为 $o-xyz$ 坐标系原点,位置任意, x 、 y 、 z 是 $o-xyz$ 坐标系的三个坐标轴, o_q 为 $o_q-x_qy_qz_q$ 坐标系原点, x_q 、 y_q 、 z_q 是 $o_q-x_qy_qz_q$ 坐标系的三个坐标轴,平面 xoz 与平面 $x_po_pz_p$ 在同一平面内, o_q 点到 yoz 平面的距离为 $|a|$, o_q 点到 xoy 平面的距离为 $|b|$, o_q 点到 xoz 平面的距离为 $|b|$, y 轴和 y_q 轴平行, z 轴和 z_p 轴的夹角为 $(\pi - \theta)$, $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$,空间笛卡尔坐标系 $o_1-x_1y_1z_1$ 与主动线齿轮轮固联, o_1 为 $o_1-x_1y_1z_1$ 坐标系原点, x_1 、 y_1 、 z_1 是 $o_1-x_1y_1z_1$ 坐标系的三个坐标轴,空间笛卡尔坐标系 $o_3-x_3y_3z_3$ 与从动线齿轮固联, o_3 为 $o_3-x_3y_3z_3$ 坐标系原点, x_3 、 y_3 、 z_3 是 $o_3-x_3y_3z_3$ 坐标系的三个坐标轴,且主动线齿轮轮与从动线齿轮轮起始啮合处为起始位置,在起始位置,坐标系 $o_1-x_1y_1z_1$ 和 $o_3-x_3y_3z_3$ 分别与坐标系 $o-xyz$ 及 $o_q-x_qy_qz_q$ 重合,在任意时刻,原点 o_1 与 o 重合, z_1 轴与 z 轴重合,原点 o_3 与 o_q 重合, z_3 轴与 z_q 轴重合,当 $0^\circ \leq \theta < 90^\circ$ 时,主动线齿轮以匀角速度 ω_1 绕 z 轴转动,主动线齿轮角速度方向为 z 轴负方向,主动线齿轮绕 z 轴转过的角度为 φ_1 ;从动线齿轮以匀角速度 ω_2 绕 z_q 轴转动,从动线齿轮角速度方向为 z_q 轴负方向,从动线齿轮绕 z_q 轴转过的角度为 φ_3 ,同时,从动线齿轮以匀速度 A 沿 z_q 轴负方向移动,从动线齿轮移动的位移为 s ,则转动-移动转换的线齿轮机构的空间曲线啮合方程:

$$\begin{aligned}
& y_M^{(1)} \varpi_1 \beta_x^{(1)} - x_M^{(1)} \varpi_1 \beta_y^{(1)} + y_M^{(1)} \varpi_2 \beta_x^{(1)} \cos \theta - \varpi_2 x_M^{(1)} \beta_y^{(1)} \cos \theta \\
& (A \sin \theta - c \varpi_2 \cos \theta) \beta_x^{(1)} \cos \varphi_1 + (A \sin \theta - c \varpi_2 \cos \theta) \beta_y^{(1)} \sin \varphi_1 + \\
& (\varpi_2 \sin \theta (z_M^{(1)} - b + s) + \varpi_2 a \cos \theta) (\beta_x^{(1)} \sin \varphi_1) - (\varpi_2 \sin \theta (z_M^{(1)} - b + s) + \varpi_2 a \cos \theta) (\beta_y^{(1)} \cos \varphi_1) + \\
& (-A \cos \theta - \varpi_2 \sin \theta x_M^{(1)} \sin \varphi_1 + \varpi_2 \sin \theta y_M^{(1)} \cos \varphi_1 - c \varpi_2 \sin \theta) \beta_z^{(1)} = 0
\end{aligned}$$

其中，
$$\begin{cases} x_M^{(1)} = x_M^{(1)}(t) \\ y_M^{(1)} = y_M^{(1)}(t) \\ z_M^{(1)} = z_M^{(1)}(t) \end{cases}$$
 是主动线齿轮的主动接触线的方程， t 为参变量，

$\beta^{(1)} = \beta_x^{(1)} \mathbf{i}^{(1)} + \beta_y^{(1)} \mathbf{j}^{(1)} + \beta_z^{(1)} \mathbf{k}^{(1)}$ 为该机构的主动接触线在啮合点处在 $o_1 - x_1 y_1 z_1$ 坐标系下的单位主法矢， $\mathbf{i}^{(1)}$ 、 $\mathbf{j}^{(1)}$ 、 $\mathbf{k}^{(1)}$ 是 x_1 、 y_1 、 z_1 轴的单位向量，从动线齿轮的从动接触线在 $o_3 - x_3 y_3 z_3$ 坐标系下的方程为：

$$\begin{cases} x_M^{(3)} = (-\cos \varphi_1 \cos \varphi_3 \cos \theta + \sin \varphi_1 \sin \varphi_3) x_M^{(1)} + (-\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 \cos \theta - \cos \varphi_1 \sin \varphi_3) y_M^{(1)} \\ \quad - \cos \varphi_3 \sin \theta z_M^{(1)} + (-a \cos \varphi_3 \cos \theta + b \cos \varphi_3 \sin \theta + c \sin \varphi_3) \\ y_M^{(3)} = (-\cos \varphi_1 \sin \varphi_3 \cos \theta - \sin \varphi_1 \cos \varphi_3) x_M^{(1)} + (-\sin \varphi_1 \sin \varphi_3 \cos \theta + \cos \varphi_1 \cos \varphi_3) y_M^{(1)} \\ \quad - \sin \varphi_3 \sin \theta z_M^{(1)} + (-a \sin \varphi_3 \cos \theta + b \sin \varphi_3 \sin \theta - c \cos \varphi_3) \\ z_M^{(3)} = \cos \varphi_1 \sin \theta x_M^{(1)} + \sin \varphi_1 \sin \theta y_M^{(1)} - \cos \theta z_M^{(1)} + a \sin \theta + b \cos \theta - s \end{cases}$$

其中， $\varpi_2 = i_{21} \varpi_1$ ， $\varphi_3 = i_{21} \varphi_1$ ， i_{21} 为主动线齿轮与从动线齿轮的传动比。

当 $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ 时，主动线齿轮以匀角速度 ϖ_1 绕 z 轴转动，主动线齿轮角速度方向为 z 轴负方向，此时从动线齿轮以大小为 ϖ_2 、方向为 z_q 轴正方向的角速度绕 z_q 轴转动，同时，从动线齿轮以大小为 A 、方向为 z_q 轴正方向的速度沿 z_q 轴移动，主动线齿轮绕 z 轴转过的角度为 φ_1 ，从动线齿轮绕 z_q 轴转过的角度为 $-\varphi_3$ ，沿 z_q 轴移动的位移为 s ，

则，该机构的空间曲线啮合方程为：

$$\begin{aligned}
& -y_M^{(1)} \varpi_1 \beta_x^{(1)} + x_M^{(1)} \varpi_1 \beta_y^{(1)} + y_M^{(1)} \varpi_2 \beta_x^{(1)} \cos \theta - \varpi_2 x_M^{(1)} \beta_y^{(1)} \cos \theta + (-A \sin \theta - c \varpi_2 \cos \theta) \beta_x^{(1)} \cos \varphi_1 \\
& + (-A \sin \theta - c \varpi_2 \cos \theta) \beta_y^{(1)} \sin \varphi_1 + (\varpi_2 \sin \theta (z_M^{(1)} - b - s) + \varpi_2 a \cos \theta) (\beta_x^{(1)} \sin \varphi_1) - \\
& (\varpi_2 \sin \theta (z_M^{(1)} - b - s) + \varpi_2 a \cos \theta) (\beta_y^{(1)} \cos \varphi_1) + \\
& (A \cos \theta - \varpi_2 \sin \theta x_M^{(1)} \sin \varphi_1 + \varpi_2 \sin \theta y_M^{(1)} \cos \varphi_1 - c \varpi_2 \sin \theta) \beta_z^{(1)} = 0
\end{aligned}$$

其中, $\begin{cases} x_M^{(1)} = x_M^{(1)}(t) \\ y_M^{(1)} = y_M^{(1)}(t) \\ z_M^{(1)} = z_M^{(1)}(t) \end{cases}$ 是主动线齿轮的主动接触线在 $o_1 - x_1 y_1 z_1$ 坐标系下的方程, t 为参变量

$\beta^{(1)} = \beta_x^{(1)} \mathbf{i}^{(1)} + \beta_y^{(1)} \mathbf{j}^{(1)} + \beta_z^{(1)} \mathbf{k}^{(1)}$ 为该机构主动接触线在啮合点处在 $o_1 - x_1 y_1 z_1$ 坐标系下的单位主法矢, $\mathbf{i}^{(1)}$ 、 $\mathbf{j}^{(1)}$ 、 $\mathbf{k}^{(1)}$ 是 x_1 、 y_1 、 z_1 轴的单位向量, 从动线齿轮的从动接触线在 $o_3 - x_3 y_3 z_3$ 坐标系下的方程为:

$$\begin{cases} x_M^{(3)} = (-\cos \varphi_1 \cos \varphi_3 \cos \theta - \sin \varphi_1 \sin \varphi_3) x_M^{(1)} + (-\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 \cos \theta + \cos \varphi_1 \sin \varphi_3) y_M^{(1)} \\ \quad - \cos \varphi_3 \sin \theta z_M^{(1)} + (-a \cos \varphi_3 \cos \theta + b \cos \varphi_3 \sin \theta - c \sin \varphi_3) \\ y_M^{(3)} = (\cos \varphi_1 \sin \varphi_3 \cos \theta - \sin \varphi_1 \cos \varphi_3) x_M^{(1)} + (\sin \varphi_1 \sin \varphi_3 \cos \theta + \cos \varphi_1 \cos \varphi_3) y_M^{(1)} \\ \quad + \sin \varphi_3 \sin \theta z_M^{(1)} + (a \sin \varphi_3 \cos \theta - b \sin \varphi_3 \sin \theta - c \cos \varphi_3) \\ z_M^{(3)} = \cos \varphi_1 \sin \theta x_M^{(1)} + \sin \varphi_1 \sin \theta y_M^{(1)} - \cos \theta z_M^{(1)} + a \sin \theta + b \cos \theta + s \end{cases}$$

其中 $\varpi_2 = i_{21} \varpi_1$, $\varphi_3 = i_{21} \varphi_1$, i_{21} 为主动轮与从动轮的传动比。

本发明中的主动接触线和从动接触线为符合转动变直线运动的线齿轮机构空间曲线啮合方程设计的一对共轭空间曲线, 不同于传统的空间曲面啮合交错轴齿轮机构, 也不同于申请人已申请的基于空间曲线啮合原理的适用于斜交轴传动的线齿轮和适用于交错轴传动的线齿轮。本发明实现主动线齿轮转动时, 与之啮合的从动线齿轮在转动的同时沿轴线移动, 从而导致空间曲线啮合方程的改变和从动接触线方程的改变。

本发明与现有技术相比具有如下的优点:

(1) 实现交错角为任意角度值的两交错轴间转动-移动转换: 本章研究的线齿轮副能够实现空间交错的两轴之间的传动, 且两交错轴间的交错角可以是 $0^\circ \sim 180^\circ$ 中的任意角度值, 根据不同的交错角, 可得到不同的齿轮机构。因此, 可以根据需要设计出实现空间上任意两轴任意位置传动的机构, 比齿轮齿条传动更广泛。

(2) 精密移动: 从动线齿轮的移动位移行程相对比较小, 适用于微小领域的精密移动, 特别适合于转动一周后, 要求移动相对较小位移的分度机构。

(3) 结构简单: 主动轮和从动轮构成一对传动副, 主动线齿轮和从动线齿轮间的啮合主要是依靠于主动轮线齿与从动轮线齿之间的点接触, 所以只要保证接触线的精度即可, 设计简单, 加工方便。

(4) 实现转动的同时移动：主动线齿轮在转动时，与之啮合的从动线齿轮在转动的同时平稳移动。

附图说明

图1是实施方式中空间啮合坐标系示意图。

图2是实施方式中主动线齿轮及其线齿示意图。

图3是实施方式中从动线齿轮及其线齿示意图。

图4是实施方式中主、从动线齿轮啮合示意图。

具体实施方式

以下结合附图对本发明的实施作进一步说明，对本领域技术人员来说，本发明已经作了充分的说明，且本发明的保护范围不限于如下内容。

本发明中的主动接触线和从动接触线的转动-移动转换的线齿轮机构空间曲线啮合方程符合空间曲线啮合理论。

图 1 描绘了一种转动-移动转换的线齿轮机构的空间啮合坐标系示意图。 $o-xyz$ 、 $o_p-x_py_pz_p$ 与 $o_q-x_qy_qz_q$ 是三个空间笛卡尔直角坐标系， o 为 $o-xyz$ 坐标系原点， x 、 y 、 z 是 $o-xyz$ 坐标系的三个坐标轴， o_p 为 $o_p-x_py_pz_p$ 坐标系原点， x_p 、 y_p 、 z_p 是 $o_p-x_py_pz_p$ 坐标系的三个坐标轴， o_q 为 $o_q-x_qy_qz_q$ 坐标系原点， x_q 、 y_q 、 z_q 是 $o_q-x_qy_qz_q$ 坐标系的三个坐标轴，平面 xoz 与平面 $x_po_pz_p$ 在同一平面内， o_p 点到 z 轴的距离为 $|a|$ ， o_p 点到 x 轴的距离为 $|b|$ ， $o_q-x_qy_qz_q$ 是在 $o_p-x_py_pz_p$ 的基础上沿着 y_p 方向平移一个距离 $|c|$ 得到的，且记 z 和 z_p 两轴夹角的补角为 θ ， $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ ， θ 等于 z 与 z_q 两轴夹角的补角，空间笛卡尔坐标系 $o_1-x_1y_1z_1$ 与主动轮固联， o_1 为 $o_1-x_1y_1z_1$ 坐标系原点， x_1 、 y_1 、 z_1 是 $o_1-x_1y_1z_1$ 坐标系的三个坐标轴，空间笛卡尔坐标系 $o_3-x_3y_3z_3$ 与从动轮固联， o_3 为 $o_3-x_3y_3z_3$ 坐标系原点， x_3 、 y_3 、 z_3 是 $o_3-x_3y_3z_3$ 坐标系的三个坐标轴，且主动轮与从动轮起始啮合处为起始位置，在起始位置，坐标系 $o_1-x_1y_1z_1$ 和 $o_3-x_3y_3z_3$ 分别与坐标系 $o-xyz$ 及 $o_q-x_qy_qz_q$ 重合，在任意时刻，原点 o_1 与 o 重合， z_1 轴与 z 轴重合，原点 o_3 与 o_q 重合， z_3 轴与 z_q 轴重合，主动线齿轮以匀角速度 ω_1 绕 z 轴转动，主动线齿轮角速度方向为 z 轴负方向，如图 1 所示，主

动线齿轮绕 z 轴转过的角度为 φ_1 。从动线齿轮以匀角速度 $\bar{\omega}_2$ 绕 z_q 轴转动，从动线齿轮角速度方向如图 1 所示，从动线齿轮绕 z_q 轴转过的角度为 φ_3 ，同时，从动线齿轮以速度大小为 A 沿 z_q 轴负方向移动，从动线齿轮移动的位移大小记为 s 。

利用微分几何和空间曲线啮合理论的知识，则，可得公式 (1)：

$$\left\{ \begin{array}{l} -y_M^{(1)}\bar{\omega}_1\beta_x^{(1)} + x_M^{(1)}\bar{\omega}_1\beta_y^{(1)} + y_M^{(1)}\bar{\omega}_2\beta_x^{(1)}\cos\theta - \bar{\omega}_2x_M^{(1)}\beta_y^{(1)}\cos\theta + (-A\sin\theta - c\bar{\omega}_2\cos\theta)\beta_x^{(1)}\cos\varphi_1 \\ + (-A\sin\theta - c\bar{\omega}_2\cos\theta)\beta_y^{(1)}\sin\varphi_1 + (\bar{\omega}_2\sin\theta(z_M^{(1)} - b - s) + \bar{\omega}_2a\cos\theta)(\beta_x^{(1)}\sin\varphi_1) - \\ (\bar{\omega}_2\sin\theta(z_M^{(1)} - b - s) + \bar{\omega}_2a\cos\theta)(\beta_y^{(1)}\cos\varphi_1) + \\ (A\cos\theta - \bar{\omega}_2\sin\theta x_M^{(1)}\sin\varphi_1 + \bar{\omega}_2\sin\theta y_M^{(1)}\cos\varphi_1 - c\bar{\omega}_2\sin\theta)\beta_z^{(1)} = 0 \\ x_M^{(1)} = x_M^{(1)}(t) \\ y_M^{(1)} = y_M^{(1)}(t) \\ z_M^{(1)} = z_M^{(1)}(t) \\ \bar{\omega}_2 = i_{21}\bar{\omega}_1 \\ \varphi_3 = i_{21}\varphi_1 \\ x_M^{(3)} = (-\cos\varphi_1\cos\varphi_3\cos\theta - \sin\varphi_1\sin\varphi_3)x_M^{(1)} + (-\sin\varphi_1\cos\varphi_3\cos\theta + \cos\varphi_1\sin\varphi_3)y_M^{(1)} \\ - \cos\varphi_3\sin\theta z_M^{(1)} + (-a\cos\varphi_3\cos\theta + b\cos\varphi_3\sin\theta - c\sin\varphi_3) \\ y_M^{(3)} = (\cos\varphi_1\sin\varphi_3\cos\theta - \sin\varphi_1\cos\varphi_3)x_M^{(1)} + (\sin\varphi_1\sin\varphi_3\cos\theta + \cos\varphi_1\cos\varphi_3)y_M^{(1)} \\ + \sin\varphi_3\sin\theta z_M^{(1)} + (a\sin\varphi_3\cos\theta - b\sin\varphi_3\sin\theta - c\cos\varphi_3) \\ z_M^{(3)} = \cos\varphi_1\sin\theta x_M^{(1)} + \sin\varphi_1\sin\theta y_M^{(1)} - \cos\theta z_M^{(1)} + a\sin\theta + b\cos\theta + s \end{array} \right. \quad (1)$$

其中，

$$\left\{ \begin{array}{l} -y_M^{(1)}\bar{\omega}_1\beta_x^{(1)} + x_M^{(1)}\bar{\omega}_1\beta_y^{(1)} + y_M^{(1)}\bar{\omega}_2\beta_x^{(1)}\cos\theta - \bar{\omega}_2x_M^{(1)}\beta_y^{(1)}\cos\theta + (-A\sin\theta - c\bar{\omega}_2\cos\theta)\beta_x^{(1)}\cos\varphi_1 \\ + (-A\sin\theta - c\bar{\omega}_2\cos\theta)\beta_y^{(1)}\sin\varphi_1 + (\bar{\omega}_2\sin\theta(z_M^{(1)} - b - s) + \bar{\omega}_2a\cos\theta)(\beta_x^{(1)}\sin\varphi_1) - \\ (\bar{\omega}_2\sin\theta(z_M^{(1)} - b - s) + \bar{\omega}_2a\cos\theta)(\beta_y^{(1)}\cos\varphi_1) + \\ (A\cos\theta - \bar{\omega}_2\sin\theta x_M^{(1)}\sin\varphi_1 + \bar{\omega}_2\sin\theta y_M^{(1)}\cos\varphi_1 - c\bar{\omega}_2\sin\theta)\beta_z^{(1)} = 0 \end{array} \right. \quad (2)$$

式 (2) 是转动-移动转换的线齿轮机构空间曲线啮合方程。

$$\left\{ \begin{array}{l} x_M^{(1)} = x_M^{(1)}(t) \\ y_M^{(1)} = y_M^{(1)}(t) \\ z_M^{(1)} = z_M^{(1)}(t) \end{array} \right. \quad \text{为主动接触线在 } o_1-x_1y_1z_1 \text{ 坐标系下的方程, } t \text{ 为参变量;}$$

$\beta^{(1)}$ 为主动接触线在啮合点处在 $o_1-x_1y_1z_1$ 坐标系下的单位主法矢，即，

$\beta^{(1)} = \beta_x^{(1)} \mathbf{i}^{(1)} + \beta_y^{(1)} \mathbf{j}^{(1)} + \beta_z^{(1)} \mathbf{k}^{(1)}$, $\mathbf{i}^{(1)}$ 、 $\mathbf{j}^{(1)}$ 、 $\mathbf{k}^{(1)}$ 是 x_1 、 y_1 、 z_1 轴的单位向量。

其中:

$$\begin{aligned}\beta_x^{(1)} &= \frac{x_M^{(1)''}(t)[x_M^{(1)'}(t)^2 + y_M^{(1)'}(t)^2 + z_M^{(1)'}(t)^2] - x_M^{(1)'}(t)[x_M^{(1)'}(t)x_M^{(1)''}(t) + y_M^{(1)'}(t)y_M^{(1)''}(t) + z_M^{(1)'}(t)z_M^{(1)''}(t)]}{[x_M^{(1)'}(t)^2 + y_M^{(1)'}(t)^2 + z_M^{(1)'}(t)^2]^2} \\ \beta_y^{(1)} &= \frac{y_M^{(1)''}(t)[x_M^{(1)'}(t)^2 + y_M^{(1)'}(t)^2 + z_M^{(1)'}(t)^2] - y_M^{(1)'}(t)[x_M^{(1)'}(t)x_M^{(1)''}(t) + y_M^{(1)'}(t)y_M^{(1)''}(t) + z_M^{(1)'}(t)z_M^{(1)''}(t)]}{[x_M^{(1)'}(t)^2 + y_M^{(1)'}(t)^2 + z_M^{(1)'}(t)^2]^2} \\ \beta_z^{(1)} &= \frac{z_M^{(1)''}(t)[x_M^{(1)'}(t)^2 + y_M^{(1)'}(t)^2 + z_M^{(1)'}(t)^2] - z_M^{(1)'}(t)[x_M^{(1)'}(t)x_M^{(1)''}(t) + y_M^{(1)'}(t)y_M^{(1)''}(t) + z_M^{(1)'}(t)z_M^{(1)''}(t)]}{[x_M^{(1)'}(t)^2 + y_M^{(1)'}(t)^2 + z_M^{(1)'}(t)^2]^2}\end{aligned}$$

$$\begin{cases} x_M^{(3)} = (-\cos \varphi_1 \cos \varphi_3 \cos \theta - \sin \varphi_1 \sin \varphi_3) x_M^{(1)} + (-\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 \cos \theta + \cos \varphi_1 \sin \varphi_3) y_M^{(1)} \\ \quad - \cos \varphi_3 \sin \theta z_M^{(1)} + (-a \cos \varphi_3 \cos \theta + b \cos \varphi_3 \sin \theta - c \sin \varphi_3) \\ y_M^{(3)} = (\cos \varphi_1 \sin \varphi_3 \cos \theta - \sin \varphi_1 \cos \varphi_3) x_M^{(1)} + (\sin \varphi_1 \sin \varphi_3 \cos \theta + \cos \varphi_1 \cos \varphi_3) y_M^{(1)} \\ \quad + \sin \varphi_3 \sin \theta z_M^{(1)} + (a \sin \varphi_3 \cos \theta - b \sin \varphi_3 \sin \theta - c \cos \varphi_3) \\ z_M^{(3)} = \cos \varphi_1 \sin \theta x_M^{(1)} + \sin \varphi_1 \sin \theta y_M^{(1)} - \cos \theta z_M^{(1)} + a \sin \theta + b \cos \theta + s \end{cases} \quad (3)$$

式 (3) 为与主动接触线空间共轭的从动接触线在 $o_3 - x_3 y_3 z_3$ 坐标系下的方程;

式中: a , b , c — o_q 点在空间坐标系 $o - xyz$ 的三个坐标分值 (如图 1);

ω_1, ω_2 — 主动轮与从动轮转动的角速度大小;

i_{21} — 主动轮与从动轮的传动比。

当 $0^\circ \leq \theta < 90^\circ$ 时, 从动轮的角速度 ω_2 的方向和图 1 所示的方向相反, 且 φ_3 的方向也和图 1 方向相反, 其移动的速度 A 方向也与图 1 所示方向相反, 则位移 s 也为 z_q 轴的负方向。

因此, ω_2 , φ_3 , A 和 s 以负值代入式子 (2) 和 (3) 中, 即可得到该 θ 角度下的转动-移动转换的线齿轮机构的空间曲线啮合方程、主动接触线方程和从动接触线方程, 如式 (4):

$$\begin{cases}
y_M^{(1)}\varpi_1\beta_x^{(1)} - x_M^{(1)}\varpi_1\beta_y^{(1)} + y_M^{(1)}\varpi_2\beta_x^{(1)}\cos\theta - \varpi_2x_M^{(1)}\beta_y^{(1)}\cos\theta \\
(A\sin\theta - c\varpi_2\cos\theta)\beta_x^{(1)}\cos\varphi_1 + (A\sin\theta - c\varpi_2\cos\theta)\beta_y^{(1)}\sin\varphi_1 + \\
(\varpi_2\sin\theta(z_M^{(1)} - b + s) + \varpi_2a\cos\theta)(\beta_x^{(1)}\sin\varphi_1) - (\varpi_2\sin\theta(z_M^{(1)} - b + s) + \varpi_2a\cos\theta)(\beta_y^{(1)}\cos\varphi_1) \\
+ (-A\cos\theta - \varpi_2\sin\theta x_M^{(1)}\sin\varphi_1 + \varpi_2\sin\theta y_M^{(1)}\cos\varphi_1 - c\varpi_2\sin\theta)\beta_z^{(1)} = 0 \\
x_M^{(1)} = x_M^{(1)}(t) \\
y_M^{(1)} = y_M^{(1)}(t) \\
z_M^{(1)} = z_M^{(1)}(t) \\
\varpi_2 = i_{21}\varpi_1 \\
\varphi_3 = i_{21}\varphi_1 \\
x_M^{(3)} = (-\cos\varphi_1\cos\varphi_3\cos\theta + \sin\varphi_1\sin\varphi_3)x_M^{(1)} + (-\sin\varphi_1\cos\varphi_3\cos\theta - \cos\varphi_1\sin\varphi_3)y_M^{(1)} \\
- \cos\varphi_3\sin\theta z_M^{(1)} + (-a\cos\varphi_3\cos\theta + b\cos\varphi_3\sin\theta + c\sin\varphi_3) \\
y_M^{(3)} = (-\cos\varphi_1\sin\varphi_3\cos\theta - \sin\varphi_1\cos\varphi_3)x_M^{(1)} + (-\sin\varphi_1\sin\varphi_3\cos\theta + \cos\varphi_1\cos\varphi_3)y_M^{(1)} \\
- \sin\varphi_3\sin\theta z_M^{(1)} + (-a\sin\varphi_3\cos\theta + b\sin\varphi_3\sin\theta - c\cos\varphi_3) \\
z_M^{(3)} = \cos\varphi_1\sin\theta x_M^{(1)} + \sin\varphi_1\sin\theta y_M^{(1)} - \cos\theta z_M^{(1)} + a\sin\theta + b\cos\theta - s
\end{cases} \quad (4)$$

当 $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ 时, 从动轮的角速度 ω_2 的方向和图1所示的方向相同, 且 φ_3 的方向也和图1方向相同, 而移动的速度 A 的方向也如图1所示, 则位移的方向和 z_q 轴的方向一致。可得到该 θ 角度下的主动接触线和从动接触线方程就是方程 (1) 所示。

根据曲线啮合方程, 选择不同的角度 θ 和主动接触线方程, 可以得到 φ_1 和 t 之间的关系, 再根据 θ 值, 选择式 (3) 或者式 (4) 中的从动接触线的方程, 则可分别得到主动线齿和从动线齿的导线, 并由所设计的封闭曲线为母线, 母线分别沿着两导线运动, 所得到的实体即为主动线齿和从动线齿, 再根据实际需要, 设计主动线齿轮轮体和从动线齿轮轮体, 由此设计出主动线齿轮和从动线齿轮。

若主动线齿轮的主动接触线为空间圆柱螺旋线, 在 $o_1-x_1y_1z_1$ 坐标系中满足式 (5) :

$$\begin{cases}
x_M^{(1)} = m\cos t \\
y_M^{(1)} = m\sin t \\
z_M^{(1)} = n\pi + nt
\end{cases} \quad (5)$$

当 $0^\circ \leq \theta < 90^\circ$ 时, 将式 (5) 代入到式 (3) 中, 可得到转动变直线运动的线齿轮机构的空间曲线啮合方程, 如式 (6):

$$(-A \sin \theta + c \varpi_2 \cos \theta) \cos(\varphi_1 - t) - (\varpi_2 \sin \theta (n\pi + nt - b + s) + \varpi_2 a \cos \theta) \sin(\varphi_1 - t) = 0 \quad (6)$$

当 $90^\circ \leq \theta < 180^\circ$ 时, 将式 (5) 代入到式 (4) 中, 可得到转动变直线运动的线齿轮机构的空间曲线啮合方程, 如式 (7):

$$(A \sin \theta + c \varpi_2 \cos \theta) \cos(\varphi_1 - t) - (\varpi_2 \sin \theta (n\pi + nt - b - s) + \varpi_2 a \cos \theta) \sin(\varphi_1 - t) = 0 \quad (7)$$

设 $A = k\varpi_1$, 则 $s = k\varphi_1$ 。设初始量为 $m = 5\text{mm}$, $n = 8\text{mm}$, $a = 0\text{mm}$, $b = 0\text{mm}$, $c = -30\text{mm}$, $\theta = 30^\circ$, $k = 0.15$, $\varpi_1 = \pi/2$, $t_s = -0.5\pi$, $t_e = 0\pi$ 和 $i_{21} = 1/3$ 代入公式 (1), 有主动接触线在 $o_1 - x_1 y_1 z_1$ 坐标系下方程为:

$$\begin{cases} x_M^{(1)} = 5 \cos t \\ y_M^{(1)} = 5 \sin t \\ z_M^{(1)} = 8\pi + 8t \end{cases} \quad (8)$$

而由式 (6) 转动-移动转换的线齿轮机构的空间曲线啮合方程和式 (3), 并通过三次拟合, 得从动接触线在 $o_3 - x_3 y_3 z_3$ 坐标系下方程为:

$$\begin{cases} x_M^{(3)} = 0.4189 \times t^3 + 2.5757 \times t^2 - 7.8227 \times t - 24.2499 \\ y_M^{(3)} = 0.1943 \times t^3 - 2.1999 \times t^2 - 11.1985 \times t + 13.2385 \\ z_M^{(3)} = 0.0019 \times t^3 + 0.0297 \times t^2 - 7.3796 \times t - 23.1574 \end{cases} \quad (9)$$

根据式 (8) 和 (9), 并根据需要的截面, 可以建立线齿实体, 线齿实体只需要能够满足强度要求, 线齿实体和线齿轮轮体本身并没有特别具体的形状要求。设主动线齿数 $N_1 = 4$, 根据传动比和移动位移的要求, 设从动线齿数为 $N_2 = 23$ 。值得一提的是, 从动线齿轮的接触线设计时, 下一个线齿的接触线在上一个线齿接触线的基础上在 z 轴上移动一个线齿移动的距离, 同时转动一个线齿转动的角度。利用此方法, 可以得到主动线齿轮及其线齿示意图如图2所示, 从动线齿轮及其线齿示意图如图3所示, 主动线齿轮和从动线齿轮啮合示意图如图4所示, 图4中的1是主动线齿轮、2是主动线齿、3是从动线齿轮、4是从动线齿。

本发明为微机械装置提供了一种能够将转动-移动转换的方法与机构。该机构能够极大地简化了微机械传动装置的结构, 实现空间交错轴转动-移动转换运动, 缩小几何尺寸,

减小质量,提高操作的灵活性,且制作简单,造价低廉,便于在微机电领域的应用。

权 利 要 求 书

- 1、一种转动-移动转换的线齿轮机构，其特征在于：包括主动线齿轮和从动线齿轮，主动线齿轮和从动线齿轮组成一对传动副，通过主动线齿轮转动，从动线齿轮则在转动的同时平稳移动，主动线齿轮轴线和从动线齿轮轴线间交错角为 $0^\circ \sim 180^\circ$ 。
- 2、根据权利要求 1 所述的一种转动-移动转换的线齿轮机构，其特征在于该机构的传动副是通过主动线齿和从动线齿上的一对共轭的主动接触线和从动接触线间的点接触啮合，实现该线齿轮机构的传动。
- 3、根据权利要求 2 所述的转动-移动转换的线齿轮机构，其特征在于所述转动-移动转换的线齿轮机构空间曲线啮合方程由如下确定： $o-xyz$ 、 $o_q-x_qy_qz_q$ 是两个空间笛卡尔直角坐标系， o 为 $o-xyz$ 坐标系原点，位置任意， x 、 y 、 z 是 $o-xyz$ 坐标系的三个坐标轴， o_q 为 $o_q-x_qy_qz_q$ 坐标系原点， x_q 、 y_q 、 z_q 是 $o_q-x_qy_qz_q$ 坐标系的三个坐标轴，平面 xoz 与平面 $x_po_pz_p$ 在同一平面内， o_q 点到 yo_z 平面的距离为 $|a|$ ， o_q 点到 xoy 平面的距离为 $|b|$ ， o_q 点到 xoz 平面的距离为 $|b|$ ， y 轴和 y_q 轴平行， z 轴和 z_p 轴的夹角为 $(\pi - \theta)$ ， $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ ，空间笛卡尔坐标系 $o_1-x_1y_1z_1$ 与主动线齿轮轮固联， o_1 为 $o_1-x_1y_1z_1$ 坐标系原点， x_1 、 y_1 、 z_1 是 $o_1-x_1y_1z_1$ 坐标系的三个坐标轴，空间笛卡尔坐标系 $o_3-x_3y_3z_3$ 与从动线齿轮固联， o_3 为 $o_3-x_3y_3z_3$ 坐标系原点， x_3 、 y_3 、 z_3 是 $o_3-x_3y_3z_3$ 坐标系的三个坐标轴，且主动线齿轮轮与从动线齿轮轮起始啮合处为起始位置，在起始位置，坐标系 $o_1-x_1y_1z_1$ 和 $o_3-x_3y_3z_3$ 分别与坐标系 $o-xyz$ 及 $o_q-x_qy_qz_q$ 重合，在任意时刻，原点 o_1 与 o 重合， z_1 轴与 z 轴重合，原点 o_3 与 o_q 重合， z_3 轴与 z_q 轴重合，当 $0^\circ \leq \theta < 90^\circ$ 时，主动线齿轮以匀角速度 ω_1 绕 z 轴转动，主动线齿轮角速度方向为 z 轴负方向，主动线齿轮绕 z 轴转过的角度为 φ_1 ；从动线齿轮以匀角速度 ω_2 绕 z_q 轴转动，从动线齿轮角速度方向为 z_q 轴负方向，从动线齿轮绕 z_q 轴转过的角度为 φ_3 ，同时，从动线齿轮以速度

大小为 A 沿 z_q 轴负方向移动, 从动线齿轮移动的位移大小为 s , 则其空间曲线啮合方程:

$$\begin{aligned} & y_M^{(1)} \varpi_1 \beta_x^{(1)} - x_M^{(1)} \varpi_1 \beta_y^{(1)} + y_M^{(1)} \varpi_2 \beta_x^{(1)} \cos \theta - \varpi_2 x_M^{(1)} \beta_y^{(1)} \cos \theta \\ & (A \sin \theta - c \varpi_2 \cos \theta) \beta_x^{(1)} \cos \varphi_1 + (A \sin \theta - c \varpi_2 \cos \theta) \beta_y^{(1)} \sin \varphi_1 + \\ & (\varpi_2 \sin \theta (z_M^{(1)} - b + s) + \varpi_2 a \cos \theta) (\beta_x^{(1)} \sin \varphi_1) - (\varpi_2 \sin \theta (z_M^{(1)} - b + s) + \varpi_2 a \cos \theta) (\beta_y^{(1)} \cos \varphi_1) + \\ & (-A \cos \theta - \varpi_2 \sin \theta x_M^{(1)} \sin \varphi_1 + \varpi_2 \sin \theta y_M^{(1)} \cos \varphi_1 - c \varpi_2 \sin \theta) \beta_z^{(1)} = 0 \end{aligned}$$

其中, $\begin{cases} x_M^{(1)} = x_M^{(1)}(t) \\ y_M^{(1)} = y_M^{(1)}(t) \\ z_M^{(1)} = z_M^{(1)}(t) \end{cases}$ 是主动线齿轮的主动接触线的方程, t 为参变量,

$\mathbf{\beta}^{(1)} = \beta_x^{(1)} \mathbf{i}^{(1)} + \beta_y^{(1)} \mathbf{j}^{(1)} + \beta_z^{(1)} \mathbf{k}^{(1)}$ 为该机构的主动接触线在啮合点处在 $o_1 - x_1 y_1 z_1$ 坐标系下的单位主法矢, $\mathbf{i}^{(1)}$ 、 $\mathbf{j}^{(1)}$ 、 $\mathbf{k}^{(1)}$ 是 x_1 、 y_1 、 z_1 轴的单位向量, 从动线齿轮的从动接触线在 $o_3 - x_3 y_3 z_3$ 坐标系下的方程为:

$$\begin{cases} x_M^{(3)} = (-\cos \varphi_1 \cos \varphi_3 \cos \theta + \sin \varphi_1 \sin \varphi_3) x_M^{(1)} + (-\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 \cos \theta - \cos \varphi_1 \sin \varphi_3) y_M^{(1)} \\ \quad - \cos \varphi_3 \sin \theta z_M^{(1)} + (-a \cos \varphi_3 \cos \theta + b \cos \varphi_3 \sin \theta + c \sin \varphi_3) \\ y_M^{(3)} = (-\cos \varphi_1 \sin \varphi_3 \cos \theta - \sin \varphi_1 \cos \varphi_3) x_M^{(1)} + (-\sin \varphi_1 \sin \varphi_3 \cos \theta + \cos \varphi_1 \cos \varphi_3) y_M^{(1)} \\ \quad - \sin \varphi_3 \sin \theta z_M^{(1)} + (-a \sin \varphi_3 \cos \theta + b \sin \varphi_3 \sin \theta - c \cos \varphi_3) \\ z_M^{(3)} = \cos \varphi_1 \sin \theta x_M^{(1)} + \sin \varphi_1 \sin \theta y_M^{(1)} - \cos \theta z_M^{(1)} + a \sin \theta + b \cos \theta - s \end{cases}$$

其中, $\varpi_2 = i_{21} \varpi_1$, $\varphi_3 = i_{21} \varphi_1$, i_{21} 为主动线齿轮与从动线齿轮的传动比;

当 $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ 时, 主动线齿轮以匀角速度 ϖ_1 绕 z 轴转动, 主动线齿轮角速度方向为 z 轴负方向, 此时从动线齿轮以大小为 ϖ_2 、方向为 z_q 轴正方向的角速度绕 z_q 轴转动, 同时, 从动线齿轮以大小为 A 、方向为 z_q 轴正方向的速度沿 z_q 轴移动, 主动线齿轮绕 z 轴转过的角度为 φ_1 , 从动线齿轮绕 z_q 轴转过的角度为 $-\varphi_3$, 沿 z_q 轴移动的位移为 s , 则, 该机构的空间曲线啮合方程为:

$$\begin{aligned}
& -y_M^{(1)}\varpi_1\beta_x^{(1)} + x_M^{(1)}\varpi_1\beta_y^{(1)} + y_M^{(1)}\varpi_2\beta_x^{(1)}\cos\theta - \varpi_2x_M^{(1)}\beta_y^{(1)}\cos\theta + (-A\sin\theta - c\varpi_2\cos\theta)\beta_x^{(1)}\cos\varphi_1 \\
& + (-A\sin\theta - c\varpi_2\cos\theta)\beta_y^{(1)}\sin\varphi_1 + (\varpi_2\sin\theta(z_M^{(1)} - b - s) + \varpi_2a\cos\theta)(\beta_x^{(1)}\sin\varphi_1) - \\
& (\varpi_2\sin\theta(z_M^{(1)} - b - s) + \varpi_2a\cos\theta)(\beta_y^{(1)}\cos\varphi_1) + \\
& (A\cos\theta - \varpi_2\sin\theta x_M^{(1)}\sin\varphi_1 + \varpi_2\sin\theta y_M^{(1)}\cos\varphi_1 - c\varpi_2\sin\theta)\beta_z^{(1)} = 0
\end{aligned}$$

其中, $\begin{cases} x_M^{(1)} = x_M^{(1)}(t) \\ y_M^{(1)} = y_M^{(1)}(t) \\ z_M^{(1)} = z_M^{(1)}(t) \end{cases}$ 是主动线齿轮的主动接触线在 $o_1 - x_1y_1z_1$ 坐标系下的方程, t 为参变量

$\beta^{(1)} = \beta_x^{(1)}\mathbf{i}^{(1)} + \beta_y^{(1)}\mathbf{j}^{(1)} + \beta_z^{(1)}\mathbf{k}^{(1)}$ 为该机构主动接触线在啮合点处在 $o_1 - x_1y_1z_1$ 坐标系下的单位主法矢, $\mathbf{i}^{(1)}$ 、 $\mathbf{j}^{(1)}$ 、 $\mathbf{k}^{(1)}$ 是 x_1 、 y_1 、 z_1 轴的单位向量, 从动线齿轮的从动接触线在 $o_3 - x_3y_3z_3$ 坐标系下的方程为:

$$\begin{cases} x_M^{(3)} = (-\cos\varphi_1\cos\varphi_3\cos\theta - \sin\varphi_1\sin\varphi_3)x_M^{(1)} + (-\sin\varphi_1\cos\varphi_3\cos\theta + \cos\varphi_1\sin\varphi_3)y_M^{(1)} \\ \quad - \cos\varphi_3\sin\theta z_M^{(1)} + (-a\cos\varphi_3\cos\theta + b\cos\varphi_3\sin\theta - c\sin\varphi_3) \\ y_M^{(3)} = (\cos\varphi_1\sin\varphi_3\cos\theta - \sin\varphi_1\cos\varphi_3)x_M^{(1)} + (\sin\varphi_1\sin\varphi_3\cos\theta + \cos\varphi_1\cos\varphi_3)y_M^{(1)} \\ \quad + \sin\varphi_3\sin\theta z_M^{(1)} + (a\sin\varphi_3\cos\theta - b\sin\varphi_3\sin\theta - c\cos\varphi_3) \\ z_M^{(3)} = \cos\varphi_1\sin\theta x_M^{(1)} + \sin\varphi_1\sin\theta y_M^{(1)} - \cos\theta z_M^{(1)} + a\sin\theta + b\cos\theta + s \end{cases}$$

其中 $\varpi_2 = i_{21}\varpi_1$, $\varphi_3 = i_{21}\varphi_1$, i_{21} 为主动轮与从动轮的传动比。

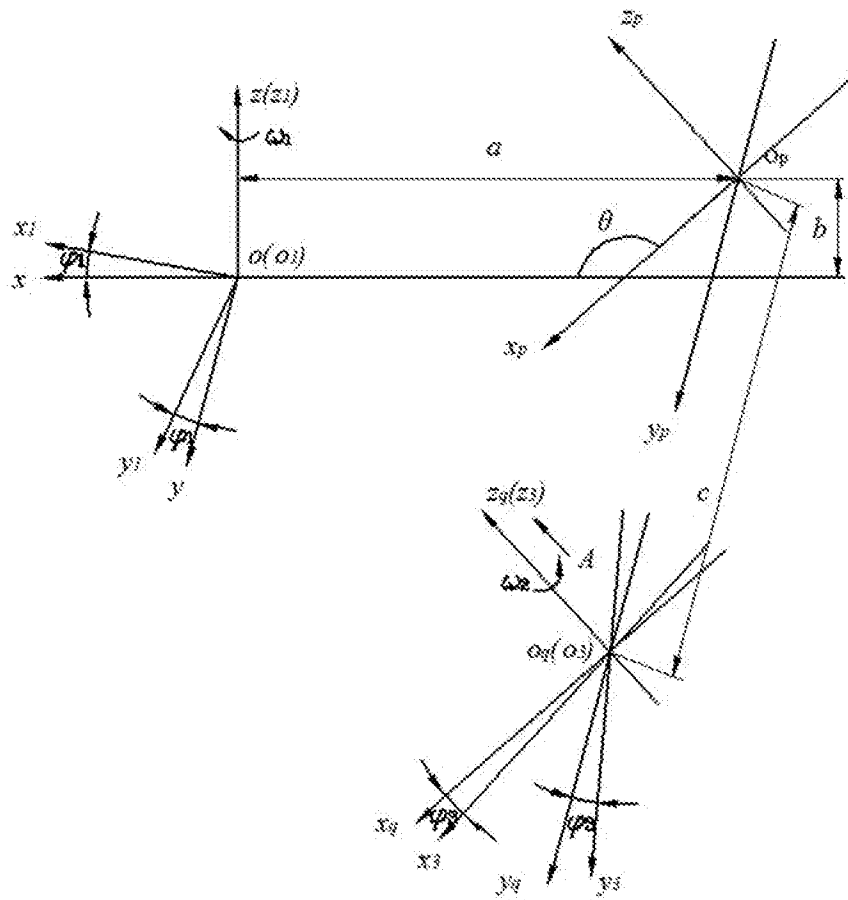


图 1

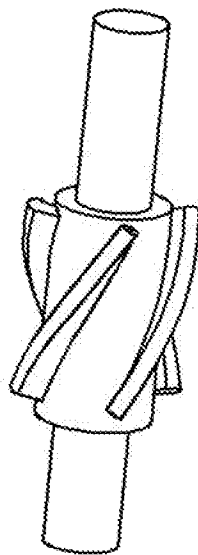


图 2

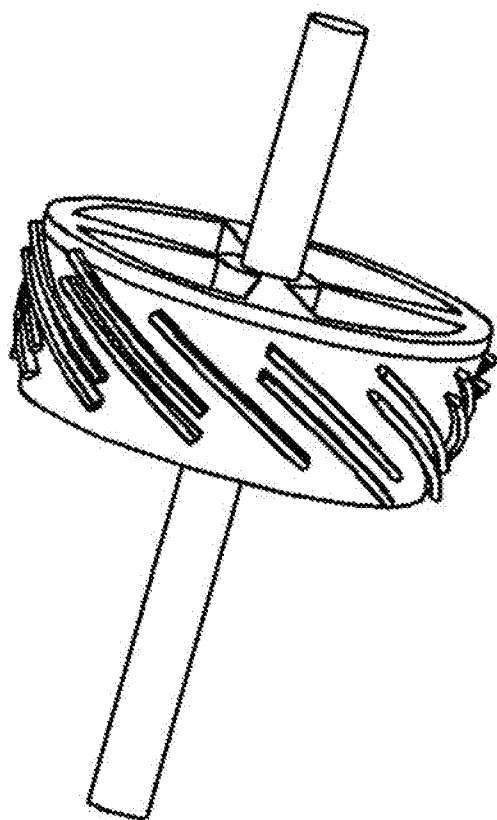


图 3

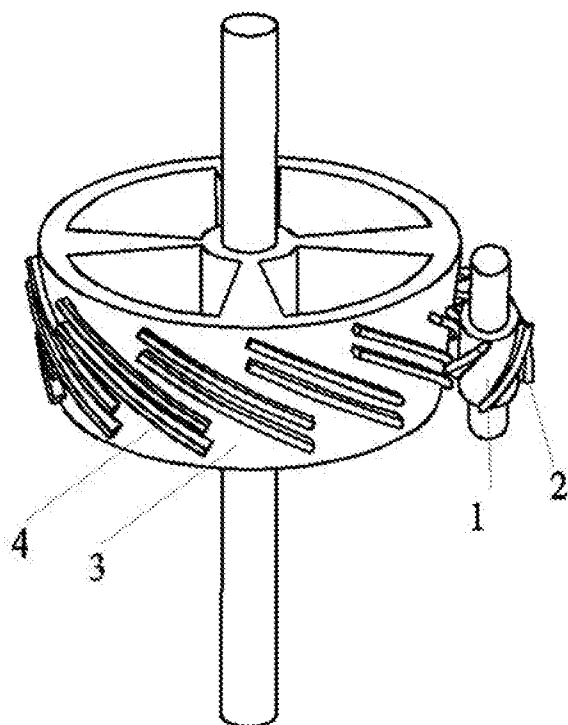


图 4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2016/110655

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H 1/04 (2006.01) i; F16H 55/08 (2006.01) i
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H 1; F16H 55; F16H 35

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)
CNPAT, CNKI, WPI, EPODOC: 线齿轮, 转动, 移动, 转换, 角, 点接触, 共轭, 线; LINEAR GEAR, ROTAT+, MOVEMENT, CONVERT+, ANGLE, POINT CONTACT, CONJUGATE, LINE

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
E	CN 205978280 U (SOUTH CHINA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY), 22 February 2017 (22.02.2017), claims 1-3	1-3
PX	CN 106122378 A (SOUTH CHINA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY), 16 November 2016 (16.11.2016), claims 1-3	1-3
X	CN 105114532 A (SOUTH CHINA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY), 02 December 2015 (02.12.2015), see description, paragraphs [0047]-[0068], and figures 1-8	1-3
X	CN 105042002 A (SOUTH CHINA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY), 11 November 2015 (11.11.2015), see description, particular embodiments, and figures 1-4	1-3
A	CN 102853054 A (CHONGQING UNIVERSITY), 02 January 2013 (02.01.2013), entire document	1-3
A	CN 202883889 U (SOUTH CHINA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY), 17 April 2013 (17.04.2013), entire document	1-3
A	JP 2000220725 A (NIIGATA CONVERTER K.K.), 08 August 2000 (08.08.2000), entire document	1-3

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	
“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date	“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search 05 May 2017	Date of mailing of the international search report 23 May 2017
Name and mailing address of the ISA State Intellectual Property Office of the P. R. China No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing 100088, China Facsimile No. (86-10) 62019451	Authorized officer ZHANG, Zhongjun Telephone No. (86-10) 62413057

International application No.
PCT/CN2016/110655

Form PCT/ISA/210 (patent family annex) (July 2009)

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2016/110655

A. 主题的分类

F16H 1/04(2006.01)i; F16H 55/08(2006.01)i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

F16H1; F16H55; F16H35

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))

CNPAT, CNKI, WPI, EPODOC: 线齿轮、转动、移动、转换、角、点接触、共轭、线; LINEAR GEAR, ROTAT+, MOVEMENT, CONVERT+, ANGLE, POINT CONTACT, CONJUGATE, LINE

C. 相关文件

类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
E	CN 205978280 U (华南理工大学) 2017年 2月 22日 (2017 - 02 - 22) 权利要求1-3	1-3
PX	CN 106122378 A (华南理工大学) 2016年 11月 16日 (2016 - 11 - 16) 权利要求1-3	1-3
X	CN 105114532 A (华南理工大学) 2015年 12月 2日 (2015 - 12 - 02) 参见说明书第[0047]-[0068]段、图1-8	1-3
X	CN 105042002 A (华南理工大学) 2015年 11月 11日 (2015 - 11 - 11) 参见说明书具体实施方式、图1-4	1-3
A	CN 102853054 A (重庆大学) 2013年 1月 2日 (2013 - 01 - 02) 全文	1-3
A	CN 202883889 U (华南理工大学) 2013年 4月 17日 (2013 - 04 - 17) 全文	1-3
A	JP 2000220725 A (NIIGATA CONVERTER K.K.) 2000年 8月 8日 (2000 - 08 - 08) 全文	1-3

☐ 其余文件在C栏的续页中列出。☒ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型:

“A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

“E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

“L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件 (如具体说明的)

“O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

“P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

“T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件

“X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性

“Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性

“&” 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期

2017年 5月 5日

国际检索报告邮寄日期

2017年 5月 23日

ISA/CN的名称和邮寄地址

中华人民共和国国家知识产权局(ISA/CN)
中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088

传真号 (86-10)62019451

受权官员

张忠俊

电话号码 (86-10)62413057

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2016/110655

检索报告引用的专利文件			公布日 (年/月/日)	同族专利			公布日 (年/月/日)
CN	205978280	U	2017年 2月 22日	无			
CN	106122378	A	2016年 11月 16日	无			
CN	105114532	A	2015年 12月 2日	WO	2017041400	A1	2017年 3月 16日
CN	105042002	A	2015年 11月 11日	WO	2017024749	A1	2017年 2月 16日
CN	102853054	A	2013年 1月 2日	CN	102853054	B	2015年 3月 4日
CN	202883889	U	2013年 4月 17日	无			
JP	2000220725	A	2000年 8月 8日	JP	3577422	B2	2004年 10月 13日

表 PCT/ISA/210 (同族专利附件) (2009年7月)