

ICS 43.040

CCS T 23

团 体 标 准

T/DLJX 0014—2025

电动循环球式转向器偏心齿扇设计

Design of eccentric sector gear for recirculating ball type electrical power steering gear

(征求意见稿)

(本稿完成时间：2025.06.13)

2025 - xx - xx 发布

2025 - xx - xx 实施

大连市机械行业协会 发布

目 次

前言 III

引言 IV

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 1

4 符号和缩略语 2

5 齿条与偏心齿扇传动关系 3

 5.1 偏心齿扇 3

 5.2 偏心齿扇齿廓 4

 5.3 偏心齿扇作用 4

 5.4 齿条与偏心齿扇传动关系 5

6 偏心对转向器传动比的影响 5

 6.1 齿条与偏心齿扇传动比 5

 6.2 偏心后转向器传动比 5

 6.3 偏心对转向器传动比影响 6

7 转向器传动比的修正 6

 7.1 传动比修正的必要性 6

 7.2 定比传动的修正 6

 7.3 变比传动的修正 7

8 齿条与修正后偏心齿扇传动 13

 8.1 齿条与修正后偏心齿扇传动比 13

 8.2 齿条与修正后偏心齿扇传动比曲线 13

 8.3 齿条与修正后偏心齿扇传动关系 14

9 偏心齿扇加工指导 16

 9.1 齿条刀具与偏心齿扇工件 16

 9.2 齿条刀具加工偏心齿扇的方法 16

 9.3 齿条刀具加工偏心齿扇展成关系 17

 9.4 加工数据表达方式 17

前 言

本文件按照GB/T 1.1-2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件由大连创新零部件制造公司提出。

本文件由大连市机械行业协会归口。

本文件起草单位：大连创新零部件制造公司、北京理工大学电动车辆国家工程研究中心、河北鲸龙汽配有限公司、山东先锋摩托有限公司、山东时风（集团）有限责任公司汽车设计研究院、北京奥特尼克科技有限公司。

本文件主要起草人：刘莹苹、侯训波、施国标、刘彦超、王强、朱训栋、刘公星、高胜、张胜、洪阳、王帅、冷冶。

本文件为首次发布。

引 言

在设计和编制相关技术文件的过程中，结合车辆转向需求和产品自身实际情况，尽可能地使所表达的技术信息正确、完整、统一，推荐了相关术语及定义、齿条与偏心齿扇传动关系、偏心对转向器传动比影响、转向器传动比修正、修正后传动关系、偏心齿扇加工指导等。

本文件的发布机构提请注意，声明符合本文件时，可能涉及到 6.1、6.2、6.3、7.2、8.1、8.2、8.3，与 ZL202210245925.7《循环球转向器变比齿扇齿廓曲面的设计方法及检验方法》、ZL202210093535.2《循环球式转向器偏心齿扇的传动比修正及展成加工方法》、ZL202310967956.8《循环球式转向器变比齿扇齿廓曲面被加工剪切的预判方法》和 ZL202310938083.8《一种汽车转向系统转向齿扇参数检验方法》相关的专利的使用。

本文件的发布机构对该专利的真实性、有效性和范围无任何立场。

该专利持有人已向本文件的发布机构承诺，他愿意同任何申请人在合理且无歧视的条款和条件下，就专利授权许可进行谈判。该专利持有人的声明已在本文件的发布机构备案。相关信息可以通过以下联系方式获得：

专利持有人姓名：大连创新零部件制造公司

地址：大连市开发区 48 号地 创新零部件工业园 116620

请注意除上述专利外，本文件的某些内容仍可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

电动循环球式转向器偏心齿扇设计

1 范围

针对电动循环球式转向器总成中所应用转向摇臂轴的偏心齿扇部分，本文件规定了相关术语及定义、齿条与偏心齿扇传动关系、偏心对转向器传动比影响、转向器传动比修正、修正后传动关系、偏心齿扇加工指导等。

本文件适用于电动循环球式转向器总成生产单位的转向摇臂轴偏心齿扇部分设计开发，以及整车厂等使用单位的应用选型。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款，其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

- GB/T 1356 通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓
- GB/T 3374 齿轮基本术语
- T/DLJX 0009 电动循环球式转向器传动比设计
- T/DLJX 0010 电动循环球式转向器非偏心齿扇参数设计

3 术语和定义

GB/T 1356、GB/T 3374、T/DLJX 0009和T/DLJX 0010中界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

偏心齿扇 *eccentric sector gear*

指齿扇齿廓曲面的几何中心线与摇臂轴中心线不重合的齿扇。

3.2

偏心量 *eccentric distance*

指偏心齿扇的齿廓曲面的几何中心线与摇臂轴中心线的距离，偏心量用 e 表示，单位为（mm）。

3.3

齿条中间齿槽宽缩减量 *reduction amount of the width of the middle tooth groove of the rack*

指为了满足转向器中位小转角时传动间隙较小而大转角时传动间隙较大的传动间隙特性，齿条中间齿槽宽进行适当的缩减，其缩减量用 Δ 表示，单位为（mm）。

4 符号和缩略语

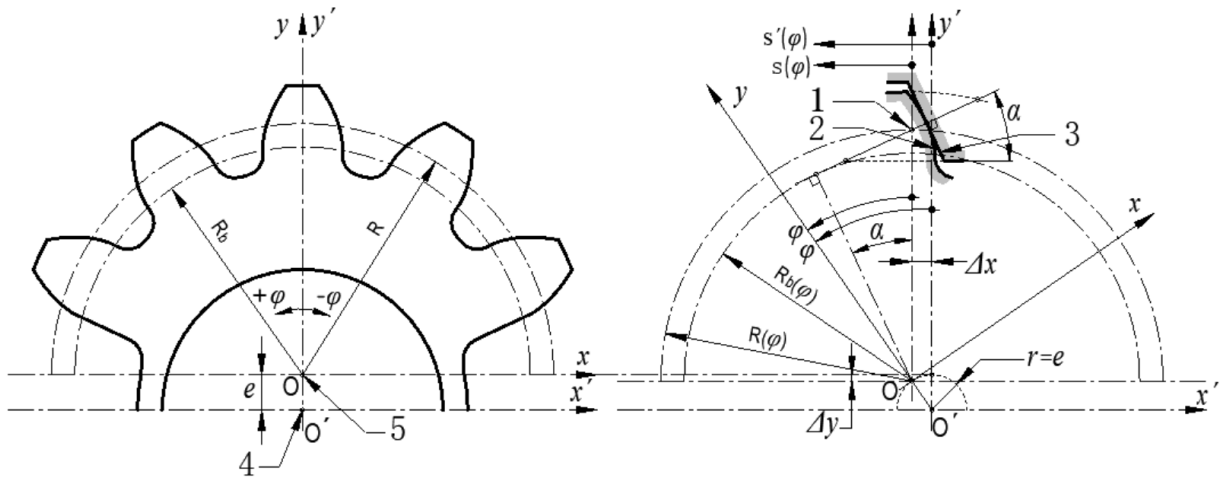
下列符号和缩略语适用于本文件。

- a : 齿条（螺杆）与齿扇中心距（mm）。
- a_d : 齿条齿廓与齿扇齿廓理论啮合时螺杆与齿扇设计中心距（mm）。
- α : 啮合角或齿扇分度圆压力角（°）。
- α_T : 齿条齿形角（°）。
- B : 齿扇轴向宽度（mm）。
- d : 分度圆直径或节圆直径（mm）。
- d_a : 齿扇中剖面齿顶圆直径（mm）。
- d_f : 齿扇中剖面齿根圆直径（mm）。
- e : 齿扇齿廓中心与转向摇臂轴旋转中心的偏心量（mm）。
- i_g : 螺杆与齿条传动比（°/mm），为定值。
- i_w : 电动循环球式转向器角传动比（简称转向器传动比），为定值。
- $i_w(\varphi)$: 以齿扇几何中心点为基准的转向器瞬时传动比（简称转向器瞬时传动比），为变值。
- $i'_w(\varphi)$: 以转向摇臂轴心点为基准的转向器瞬时传动比，为变值。
- i_{wA} : 转向器的中位定比区段传动比（简称转向器的中位传动比）。
- i_{wB} : 转向器的两侧定比区段传动比（简称转向器的两侧传动比）。
- i_p : 齿条与齿扇传动比（mm/°），为定值。
- $i_p(\varphi)$: 以齿扇几何中心点为基准的齿条与齿扇瞬时传动比（mm/°），为变值。
- $i'_p(\varphi)$: 以转向摇臂轴心点为基准的齿条与偏心齿扇瞬时传动比（mm/°），为变值。
- i_{pA} : 齿条与齿扇的中位定比区段传动比（mm/°）（简称齿条与齿扇的中位传动比）。
- i_{pB} : 齿条与齿扇的两侧定比区段传动比（mm/°）（简称齿条与齿扇的两侧传动比）。
- π : 圆周率（ $\pi \approx 3.1415926$ ）。
- m : 定比传动时齿扇模数（mm），变比传动时齿扇中位中齿模数（mm），为定值。
- $m(\varphi, n, i)$: 齿扇瞬时模数（mm），为变值。
- P_h : 螺杆导程（mm）。
- R : 齿扇分度圆半径或节圆半径（mm），为定值。
- $R(\varphi)$: 齿扇瞬时分度圆半径或节圆半径（mm），为变值。
- R_b : 齿扇基圆半径（mm），为定值。
- $R_b(\varphi)$: 齿扇瞬时基圆半径（mm），为变值。
- Δ : 齿条中间齿槽宽缩减量（mm）。
- s : 齿条位移（mm）。
- $s(\varphi)$: 以齿扇几何中心点0为基准的齿条位移（mm）。
- $s'(\varphi)$: 以转向摇臂轴心点0'为基准的齿条位移（mm）。
- φ : 以齿扇几何中心点0为基准的齿扇转角或以转向摇臂轴心点0'为基准的摇臂轴转角（°）。
- φ_A : 变比起点角度（°）。
- φ_B : 变比止点角度（°）。
- z : 齿扇全齿数。

5 齿条与偏心齿扇传动关系

5.1 偏心齿扇

偏心齿扇的结构、坐标系、偏心布置形式、主要尺寸和传动示意等见图1，图中所涉及到的尺寸、参数等定义，将被本文件全文所引用。



标引序号说明：

1—瞬时节点；

2—齿扇齿廓线；

3—齿条齿廓线；

4—转向摇臂轴心点O'；

5—齿扇齿廓几何中心点O；

Δx —齿条移动方向位移偏差，单位mm， $\Delta x = e \cdot \sin(\pi\varphi/180)$ ；

Δy —垂直齿条移动方向位移偏差，单位mm， $\Delta y = e \cdot [1 - \cos(\pi\varphi/180)]$ 。

图1 偏心齿扇坐标系和传动示意图

图中，齿扇及其齿廓的几何中心点为O，坐标系为xOy；转向摇臂轴的旋转中心点为O'，坐标系为x'O'y'，点O设置在点O'之上，靠近于齿条侧。转向摇臂轴以点O'为中心旋转时，逆时针旋转为正，顺时针方向为负。齿扇齿廓几何中心点O以偏心距e（mm）为半径绕点O'旋转，当转角为 φ （°）时，齿扇齿廓旋转角度同为 φ （°），并产生 Δx （mm）和 Δy （mm）偏移。

5.2 偏心齿扇齿廓

偏心齿扇的齿廓设计，仍按T/DLJX 0010《电动循环球式转向器非偏心齿扇参数设计》执行，齿扇及其齿廓的几何中心为点O，点O与转向摇臂轴的旋转中心点O'有偏心量e（mm）。齿扇的齿顶宽、传动连续性、传动平稳性、承载能力的检验参考T/DLJX 0010《电动循环球式转向器非偏心齿扇参数设计》。

5.3 偏心齿扇作用

5.3.1 偏心量范围

偏心量e（mm）具体数值根据产品设计需求设定，通常偏心量e（mm）范围：0.3-0.6mm，不同厂家设计经验不同，一般限制偏心齿扇所引起的转向器传动比变化范围应小于设计值的3%。

表1中根据齿条（螺杆）齿扇中心距 a （mm）、理论啮合中心距 a_d （mm）与偏心率 e （mm）之间的设计关系，从理论上分析偏心齿扇设定偏心率 e （mm）的作用。

表1 基于中心距 a 、理论啮合中心距 a_d 与偏心率 e 的关系分析 e 的作用

中心距 a 、 a_d 与 e 关系	偏心齿扇设定偏心率 $e \neq 0$ （mm）的作用
$a - a_d = 0$	e 全部可以用于补偿磨损，未磨损量影响传动比；
$0 < a - a_d < e$	其中， $e - (a - a_d)$ 部分可以用于补偿磨损，未磨损量影响传动比； 另外， $a - a_d$ 部分不能用于来补偿磨损，影响传动比；
$a - a_d = e$	e 不能用于来补偿磨损，影响传动比；
$a - a_d > e$	e 不能用于来补偿磨损，啮合状态不良，设计不合理。

注1：齿条齿廓和齿扇齿廓设计复杂，尤其是变比传动时，在使用中磨损情况不同，偏心率对转向器的影响很难清晰界定。

注2：齿扇存在切削角，安装中齿条有安装角，齿扇轴向间隙的调整也影响 a_d 值的取值。

5.3.2 补偿中间齿面磨损

转向器的传动间隙特性要求中位小转角时，齿条与齿扇传动间隙较小，而大转角时的传动间隙较大，以实现中位频繁转向时，能对啮合齿面磨损进行补偿，同时又要兼顾转向器全转角范围内的空载输入力矩特性。实现传动间隙特性，通常做法有二种：齿条中间齿槽宽适当缩减和偏心齿扇。偏心齿扇传动间隙随转角渐进式变化，传动平稳。

偏心齿扇由中间位置向两侧旋转时，偏心率 e （mm）的分量 $e \cdot \cos\varphi$ 影响啮合间隙，间隙随 φ （°）的增加而减小，与齿条中间齿槽宽缩减量 Δ （mm）的等效关系式为：

$$\Delta = 2e \cdot \cos \varphi \cdot \tan \alpha_T$$

..... (1)

表1中齿扇转角 φ （°）取0°~50°，等效齿条中间齿槽宽缩减量 Δ （mm）随偏心率 e （mm）和齿条齿形角 α_T （°）的变化范围。

表2 齿条中间齿槽宽缩减量与齿扇偏心率等效关系表

		齿条中间齿槽宽缩减量 Δ /mm									
偏心率 e /mm		0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
齿条 齿形角 α_T	25°	0.03~0.05	0.06~0.09	0.09~0.14	0.12~0.19	0.15~0.23	0.18~0.28	0.21~0.33	0.24~0.37	0.27~0.42	0.30~0.47
	27°	0.03~0.05	0.07~0.10	0.10~0.15	0.13~0.20	0.16~0.25	0.20~0.31	0.23~0.36	0.26~0.41	0.29~0.46	0.33~0.51
	28°	0.03~0.05	0.07~0.11	0.10~0.16	0.14~0.21	0.17~0.27	0.21~0.32	0.24~0.37	0.27~0.43	0.31~0.48	0.34~0.53
	30°	0.04~0.06~	0.07~0.12	0.11~0.17	0.15~0.23	0.19~0.29	0.22~0.35	0.26~0.40	0.30~0.46	0.33~0.52	0.37~0.58

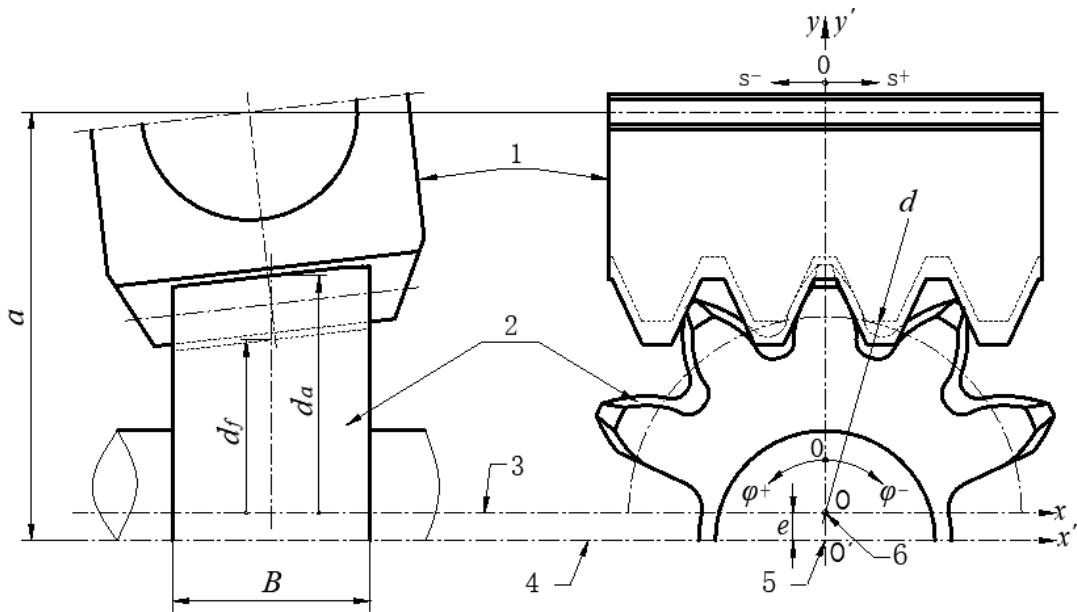
注：此处不考虑齿条安装角的影响。

5.3.3 影响传动比，实现可变传动比，提高转向性能

采用偏心齿扇会对传动比产生影响，可实现在小变化范围内变比传动。偏心率 e （mm）使转向器的传动比增大，且在零点位置影响最大，向两侧逐渐递减。通过合理设计偏心率量和齿扇形状，可以使传动比变化更加平滑，避免出现突变，让驾驶员在转向过程中感受到连续、自然的转向力变化，提升驾驶体验和操控性。

5.4 齿条与偏心齿扇传动关系

齿条与偏心齿扇的传动关系，专指以转向摇臂轴心点O'为基准的齿条位移 $s'(\varphi)$ （mm）与摇臂轴转角 φ （°）的关系，如图2所示。



- 标引序号说明：
- 1—螺母齿条或称齿条；
 - 2—偏心齿扇；
 - 3—齿扇几何中心线
 - 4—转向摇臂轴线
 - 5—转向摇臂轴心点O'；
 - 6—齿扇齿廓几何中心点O。

图2 齿条与偏心齿扇传动及结构图

当偏心量 e （mm）为零时，仍符合T/DLJX 0009《电动循环球式转向器传动比设计》的以齿扇几何中心点O为基准的齿条位移 $s(\varphi)$ （mm）关系。当偏心量 e （mm）不为零时，由图1可见，以齿扇几何中心点O为基准的齿扇转角与以转向摇臂轴心点O'为基准的摇臂轴转角保持相等，统一用 φ （°）表示。以转向摇臂轴心点O'为基准点旋转时，齿扇齿廓中心点O随转向摇臂轴转角 φ （°）不断变化，对最终传动关系会产生影响，其通用关系式如下：

$s'(\varphi) = s(\varphi) - e \cdot \sin(\pi\varphi / 180)$ (2)

6 偏心对转向器传动比的影响

6.1 齿条与偏心齿扇传动比

齿条与偏心齿扇的两种基准传动比关系式：

$$i'_p(\varphi) = \frac{|ds'|}{|d\varphi|} = i_p(\varphi) + \frac{e\pi \cos(\pi\varphi/180)}{180} \dots\dots\dots (3)$$

6.2 偏心后转向器传动比

转向器传动比是由二级传动所叠加而成的，齿扇偏心后的关系式如下：

$$i'_w(\varphi) = i_g \times i'_p(\varphi) = \frac{360}{P_h} \times i'_p(\varphi) \dots\dots\dots (4)$$

6.3 偏心对转向器传动比的影响

偏心齿扇在与齿条传动过程中，改变了转向器传动比的初始设计曲线，在设计偏心距 e （mm）时，需综合考虑最终输出的传动比，是否可被接受。其影响规律和相关要求如下：

$$i'_w(\varphi) - i_w(\varphi) = \frac{360}{P_h} [i'_p(\varphi) - i_p(\varphi)] = \frac{2e\pi \cos(\pi\varphi/180)}{P_h} \dots\dots\dots (5)$$

7 转向器传动比的修正

7.1 传动比修正的必要性

当转向器工作时，齿条齿廓与齿扇齿廓啮合，由啮合的齿廓形状和位置与齿扇的偏心量共同影响传动比。若被影响后的转向器传动比曲线被接受，则无需进行以下相关的修正操作，直接按照传动比曲线进行偏心齿扇的齿廓设计和加工。若被影响后的转向器传动比曲线被接受，为获得期望的转向器传动比曲线，在设计时，用期望获得的最终传动比曲线，减去偏心齿扇所引起转向器传动比变化量来进行修正。

下面以 T/DLJX 0009《电动循环球式转向器传动比设计》提出的定比曲线和变比曲线结构形式为期望的传动比曲线，对偏心齿扇造成的传动比影响进行修正。

7.2 传动的修正

7.2.1 定比传动修正关系式

期望转向器最终输出的传动比曲线，是在全转角范围内传动比无变化的直线。其修正关系式为：

$$i_w(\varphi) = \frac{\pi m z}{P_h} - \frac{2e\pi \cos(\pi\varphi/180)}{P_h} \dots\dots\dots (6)$$

注：定比曲线对应齿扇每个齿的齿廓都相同，加工简单高效。合理设置偏心齿扇的偏心量 e ，对传动比的影响有利于转向器应用，一般不进行修正。

7.2.2 线性变比传动的修正

期望转向器最终输出的传动比曲线，其过渡段是按线性变化传动比的变比曲线。其修正关系式为：

$$i_w(\varphi) = -\frac{2e\pi \cos(\pi\varphi/180)}{P_h} + \begin{cases} i_{wA} & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ i_{wA} + \frac{i_{wB} - i_{wA}}{\varphi_B - \varphi_A} (|\varphi| - \varphi_A) & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ i_{wB} & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \dots\dots\dots (7)$$

7.2.3 余弦变比传动的修正

期望转向器最终输出的传动比曲线，其过渡段是按余弦变化传动比的变比曲线。其修正关系式为：

$$i_w(\varphi) = -\frac{2e\pi \cos(\pi\varphi/180)}{P_h} + \begin{cases} i_{wA} & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ a_1 + a_2 \cos\left(\frac{\varphi_B - |\varphi|}{\varphi_B - \varphi_A} \pi\right) & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ i_{wB} & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \dots\dots\dots (8)$$

式中， $a_1 = (i_{wA} + i_{wB})/2$ ， $a_2 = (i_{wB} - i_{wA})/2$ 。

注：变比曲线对应齿扇每个齿的齿廓不相同，齿廓形状复杂，加工困难。偏心量 e 对传动比的影响使其偏离客户需求或者设计要求，对传动比要求严格的情况下需要进行修正。

8 齿条与修正后偏心齿扇传动

8.1 齿条与修正后偏心齿扇传动比

按偏心齿扇的几何中心点 O 为基准原点进行传动比计算，来满足修正后的转向器传动比曲线，其修正后的齿条与偏心齿扇传动比关系式如下。

定比传动时，修正后的齿条与偏心齿扇传动比关系式：

$$i_P(\varphi) = \frac{\pi m z}{360} - \frac{e\pi \cos(\pi\varphi/180)}{180} \dots\dots\dots (9)$$

线性变比传动时，修正后的齿条与偏心齿扇传动比关系式：

$$i_P(\varphi) = -\frac{e\pi \cos(\pi\varphi/180)}{180} + \begin{cases} i_{PA} & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ i_{PA} + \frac{i_{PB} - i_{PA}}{\varphi_B - \varphi_A} (|\varphi| - \varphi_A) & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ i_{PB} & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \dots\dots\dots (10)$$

余弦变比传动时，修正后的齿条与偏心齿扇传动比关系式：

$$i_P(\varphi) = -\frac{e\pi \cos(\pi\varphi/180)}{180} + \begin{cases} i_{PA} & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ b_1 + b_2 \cos\left(\frac{\varphi_B - |\varphi|}{\varphi_B - \varphi_A} \pi\right) & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ i_{PB} & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \dots\dots\dots (11)$$

式中， $b_1 = (i_{PA} + i_{PB})/2$ ， $b_2 = (i_{PB} - i_{PA})/2$ 。

8.2 齿条与修正后偏心齿扇传动比曲线

参照上述定比和变比传动修正前后的齿条与偏心齿扇传动比关系式，绘制传动比曲线，对比修正前后偏心量造成的齿条与偏心齿扇传动比曲线变化情况如下。

定比传动时，修正前后的齿条与偏心齿扇传动比曲线如图 3：

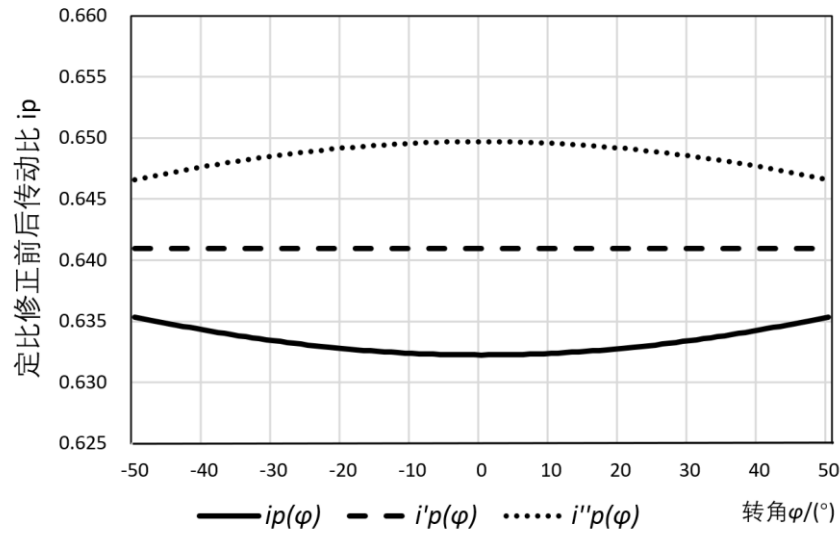


图3 定比修正前后齿条偏心齿扇传动比曲线

线性变比传动时，修正前后的齿条与偏心齿扇传动比曲线如图4：

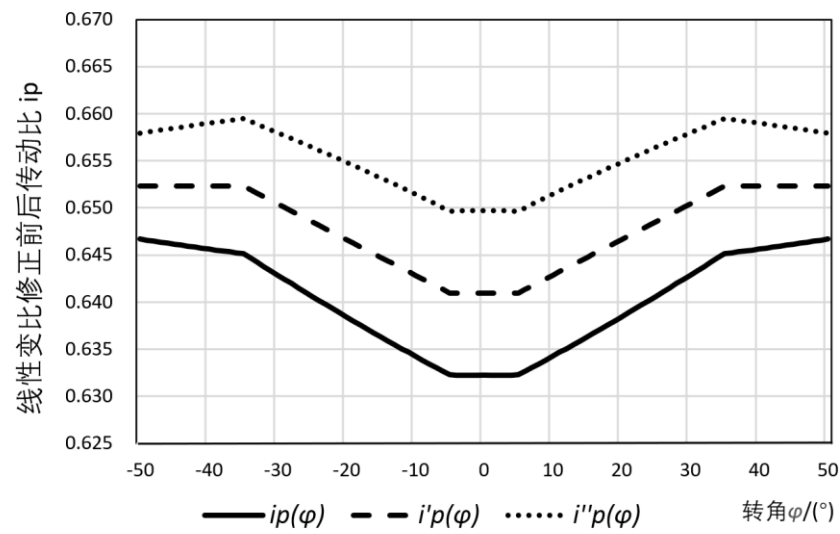


图4 线性变比修正前后齿条偏心齿扇传动比曲线

余弦变比传动时，修正前后的齿条与偏心齿扇传动比曲线如图5：

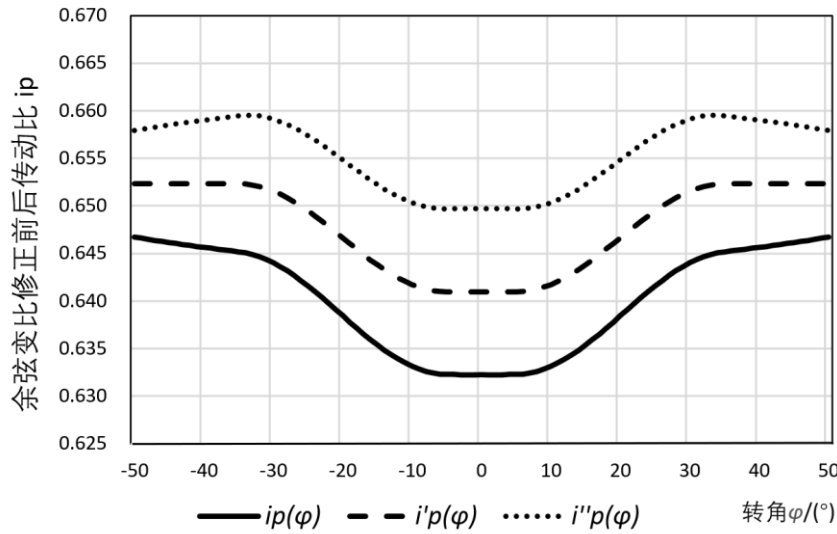


图5 余弦变比修正前后齿条偏心齿扇传动比曲线

注1: 此处 $i_p(\varphi)$ 特指修正后以齿扇几何中心点为基准的齿条与齿扇瞬时传动比(mm /°); $i'_p(\varphi)$ 特指修正后以转向摇臂轴心点为基准的齿条与偏心齿扇瞬时传动比(mm /°)和修正前以齿扇几何中心点为基准的齿条与齿扇瞬时传动比(mm /°); $i''_p(\varphi)$ 特指修正前以转向摇臂轴心点为基准的齿条与偏心齿扇瞬时传动比(mm /°)

注2: 此处传动比曲线对应转向器参数为: $m(5^\circ)=6.387$, $m(35^\circ)=6.5$, $Ph=11\text{mm}$, $e=0.5\text{mm}$, $\varphi_A=5^\circ$, $\varphi_B=35^\circ$, $z=11.5$, $i_{PA}=0.641$, $i_{PB}=0.652$ 。

8.3 齿条与修正后偏心齿扇传动关系

修正后, 以转向摇臂轴心点 O' 为基准原点, 齿条行程 $s'(\varphi)$ (mm) 与偏心齿扇转角 φ (°) 的传动关系同T/DLJX 0010《电动循环球式转向器非偏心齿扇参数设计》中公式(3)(4)(5)。以齿扇几何中心点 O 为基准原点, 齿条行程 $s(\varphi)$ (mm) 与偏心齿扇转角 φ (°) 的传动关系如下。

定比传动时, 齿条与修正后偏心齿扇传动关系式:

$$s(\varphi) = e \cdot \sin(\pi\varphi/180) - \frac{\pi m z}{360} \varphi \quad \dots\dots\dots (12)$$

线性变比传动时, 修正后的齿条与偏心齿扇传动关系式:

$$s(\varphi) = e \cdot \sin(\pi\varphi/180) + \begin{cases} -i_{PA}\varphi & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ -i_{PA}\varphi - \frac{b_2}{w_2} \text{sgn}(\varphi)(|\varphi| - \varphi_A)^2 & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ -i_{PB}\varphi + w_1 b_2 \text{sgn}(\varphi) & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中, $w_1 = \varphi_A + \varphi_B$, $w_2 = \varphi_B - \varphi_A$, $b_2 = (i_{PB} - i_{PA})/2$ 。

余弦变比传动时, 齿条与修正后偏心齿扇传动关系式:

$$s(\varphi) = e \cdot \sin(\pi\varphi/180) + \begin{cases} -i_{PA}\varphi & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ -b_1\varphi + b_2 \text{sgn}(\varphi) \left[\varphi_A + \frac{w_2}{\pi} \sin\left(\frac{\varphi_B - |\varphi|}{w_2} \pi\right) \right] & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ -i_{PB}\varphi + w_1 b_2 \text{sgn}(\varphi) & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中， $w_1 = \varphi_A + \varphi_B$ ， $w_2 = \varphi_B - \varphi_A$ ， $b_1 = (i_{PA} + i_{PB})/2$ ， $b_2 = (i_{PB} - i_{PA})/2$ 。

按照修正后的传动比和传动关系公式从新设计偏心齿扇的齿廓，既可以满足客户需求或设计传动比要求。

9 偏心齿扇加工指导

9.1 齿条刀具与偏心齿扇工件

本文件是针对插齿设备齿条刀具，推荐了加工偏心齿扇的相关参数，来指导加工。如图6所示齿条刀具与偏心齿扇工件的布置关系。

齿条刀具的齿顶高系数 $ha_0^* = 1.05$ ，其它参数需以齿扇的设计参数为基础来确定。

9.2 齿条刀具加工偏心齿扇的方法

根据插齿设备的加工能力可选择二轴联动或三轴联动方式实施展成加工偏心齿扇。

当采取二轴联动的方式展成加工偏心齿扇时，选用对应偏心量的偏心夹具定位夹紧，使设备C轴与偏心齿扇的齿扇几何中心点重合，通过C轴和Y轴联动实现展成加工。此种加工方法无法修正上述齿扇偏心造成的传动比变化。

当采取三轴联动的方式展成加工偏心齿扇时，插齿设备C轴旋转轴心点与转向摇臂轴工件的轴心点 O' 始终重合，而偏心齿扇几何中心点 O 与转向摇臂轴工件的轴心点 O' 的偏心量为 e （mm），通过C轴、X轴和Y轴联动实现展成加工。此种方法无需匹配偏心夹具定位，更换品种效率高，并可实现修正上述齿扇偏心造成的传动比和传动关系的变化。

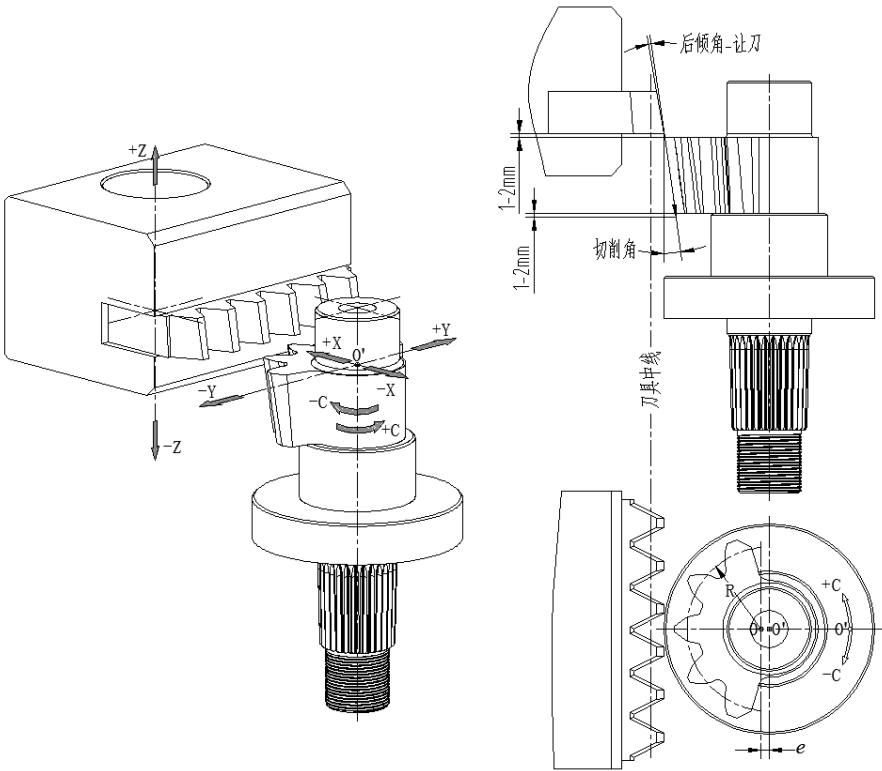


图6 齿条刀具与偏心齿扇工件的关系图

9.3 齿条刀具加工偏心齿扇展成关系

9.3.1 二轴联动加工的展成关系

当采取二轴联动实施展成加工和偏心定位夹具的方式，加工方式和展成关系公式同T/DLJX 0010《电动循环球式转向器非偏心齿扇参数设计》中相关内容。

9.3.2 三轴联动加工的展成关系

如图7所示，三轴联动加工偏心齿扇的展成运动关系是指工作台沿X轴纵移（纵移位置 x ，单位：mm）和Y轴横移（横移位置 y ，单位：mm）与C轴旋转（旋转角度为 c ，单位： $^{\circ}$ ）的联动关系。由于插齿设备C轴旋转轴心点与转向摇臂轴工件的轴心点 O' 重合，且齿条行程与Y轴横移的方向相反，再结合已修正后的齿条与偏心齿扇关系式（12）、（13）和（14），转化后加工偏心齿扇的展成关系公式如下：

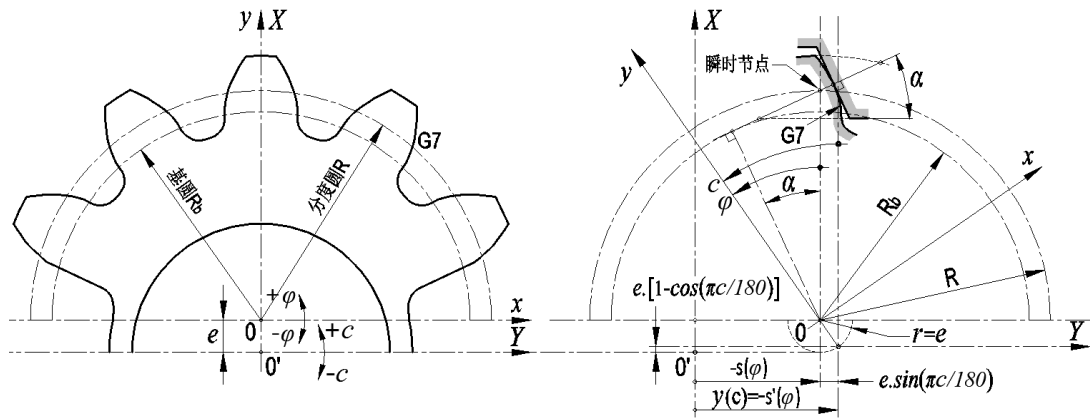


图7 三轴联动加工偏心齿扇的运动关系示意图

$$\begin{cases} x(c) = e[1 - \cos(\pi c / 180)] \\ y(c) = e \cdot \sin(\pi c / 180) - s(c) = -s'(c) = -s'(\varphi) \end{cases} \quad (18)$$

注：在加工偏心齿扇的插齿设备中，设备C轴转角 c 与齿扇几何中心转角 φ ，是等效的，可以互换。

定比齿扇的加工展成关系式：

$$y(c) = e \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180}c\right) - \frac{\pi m z}{360}c \quad (19)$$

线性变比齿扇的加工展成关系式：

$$y(c) = e \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180}c\right) + \begin{cases} -i_{PA}c & 0 \leq |c| < c_A \\ -i_{PA}c - \frac{b_2}{w_2} \operatorname{sgn}(c)(|c| - c_A)^2 & c_A \leq |c| < c_B \\ -i_{PB}c + w_1 b_2 \operatorname{sgn}(c) & c_B \leq |c| \end{cases} \quad (20)$$

式中， $c_A = \varphi_A$ ， $c_B = \varphi_B$ ， $w_1 = c_A + c_B$ ， $w_2 = c_B - c_A$ ， $b_2 = (i_{PB} - i_{PA}) / 2$ 。

余弦变比齿扇的加工展成关系式：

$$y(c) = e \cdot \sin\left(\frac{\pi}{180}c\right) + \begin{cases} -i_{PA}c & 0 \leq |c| < c_A \\ -b_1c + b_2 \operatorname{sgn}(c) \left[c_A + \frac{w_2}{\pi} \sin\left(\frac{c_B - |c|}{w_2} \pi\right) \right] & c_A \leq |c| < c_B \dots\dots\dots (21) \\ -i_{PB}c + w_1b_2 \operatorname{sgn}(c) & c_B \leq |c| \end{cases}$$

式中， $c_A = \varphi_A$ ， $c_B = \varphi_B$ ， $w_1 = c_A + c_B$ ， $w_2 = c_B - c_A$ ， $b_1 = (i_{PA} + i_{PB}) / 2$ ， $b_2 = (i_{PB} - i_{PA}) / 2$ 。

9.4 加工数据表达方式

按图6所示位置为零点，以齿廓代号编制所对应的具体展成加工关系式，对于变比齿廓还应给出变比曲线形式和展成数据表，以方便识别和指导加工；为保证计算精度，关系式中系数应保留小数点后5位有效数字，方可使计算误差控制在±0.001之内。
