

# 团 体 标 准

T/DLJX 0010—2023

## 电动循环球式转向器非偏心齿扇 参数设计

Parameter design of non eccentric sector gear for recirculating ball type electrical  
power steering gear

2023 - 12 - 08 发布

2023 - 12 - 30 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 齿条与齿扇传动关系 .....	3
5.1 齿条与齿扇传动关系及结构 .....	3
5.2 传动关系计算依据 .....	4
5.3 定比传动 .....	4
5.4 齿扇变比传动 .....	5
5.5 齿条的有效行程 .....	5
6 初设齿扇参数 .....	5
6.1 配对齿条参数 .....	5
6.2 齿扇通用参数 .....	5
6.3 初设齿扇参数 .....	6
6.4 初设参数有效性 .....	6
7 扇齿的廓线设计步骤 .....	6
7.1 设计步骤 .....	6
7.2 建立坐标系 .....	6
7.3 计算瞬时分度圆/节圆半径 .....	7
7.4 计算瞬时啮合点坐标 .....	8
7.5 计算扇齿廓线点坐标 .....	9
7.6 保留有效廓线点 .....	10
7.7 确定有效扇齿数 .....	12
8 初设参数有效性检验 .....	13
8.1 通则 .....	13
8.2 齿顶宽检验 .....	13
8.3 啮合传动验证 .....	14
9 齿廓代号编写方法 .....	14
9.1 编号规则 .....	14
9.2 代号构成 .....	14
10 齿扇设计表达方式 .....	15

10.1	语言交流表达方式 .....	15
10.2	设计文件表达方式 .....	15
11	齿扇基本加工参数 .....	16
11.1	齿条刀具与齿扇工件 .....	16
11.2	齿条刀具加工齿扇展成关系 .....	17
11.3	加工数据表达方式 .....	17
附录 A	(规范性) 瞬时啮合线的特征及规律 .....	18
附录 B	(资料性) 齿廓的啮合传动状态例图 .....	19
附录 C	(资料性) 产品总图/外形图中的传动关系例图 .....	20
附录 D	(资料性) 转向摇臂轴图中的定比/变比齿扇设计参数表 .....	21
附录 E	(资料性) 定比/变比的齿扇设计参数表 .....	22
附录 F	(资料性) 定比/变比的齿扇展成加工关系表 .....	23
附录 G	(资料性) 变比齿扇齿廓展成数据表 .....	24

## 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、河北鲸龙汽配有限公司、朝阳汽车转向器有限公司、中国重型汽车集团有限公司汽车研究总院、山东五征集团有限公司汽车设计研究院。

本文件主要起草人：侯训波、兰海、刘莹苹、施国标、刘彦超、李在宏、纪帅、杜艳丽、高胜、张硕。

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，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、设计步骤、设计检验、齿廓代号和加工指导等。

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 5.4.2、7.4、7.6.2.4、7.6.3.2、11.2 条，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》和 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》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非偏心齿扇参数设计

## 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非偏心齿扇部分,本文件规定了有关其参数设计和基本加工的术语及定义、符号和缩略语、齿条与齿扇的传动关系、初设齿扇参数、扇齿廓线设计步骤、初设参数有效性检验、齿廓代号编制方法、齿扇设计表达方式、齿扇基本加工参数。

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非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

## 3 术语和定义

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

### 3.1

**齿条与齿扇传动** transmission of rack and sector gear

循环球式转向器的传动是由二级部件所组成的传动,其中第二级为螺母齿条(以下简称齿条)与齿扇(也称齿扇轴或摇臂轴,由于摇臂轴与其上的齿扇结构为同体结构件,齿扇结构与齿条是直接啮合的,以下简称齿扇)的传动。

### 3.2

**非偏心齿扇** non eccentric sector gear

指齿扇齿廓曲面的几何中心线与摇臂轴中心线重合的齿扇。

### 3.3

**中轴面** axial centre plane

指通过齿扇中心线,并与齿扇中间齿的中分面重合的平面。

### 3.4

**中剖面(基准面)** Medial section (reference plane)

在齿扇宽度方向（也即：齿扇轴向）任意垂直于齿扇轴中心线的剖面，称为齿扇剖面；当齿扇剖面处于齿扇宽度的中点时，该剖面称为中剖面，又称基准面。

注：为便于计算分析，在本文件中沿着齿扇宽度方向将齿扇剖分为51个剖面，从小端面到大端面依次编号为：n=0、1、2、……、48、49、50，对应剖面的相关参数以脚标n表示，如：变位系数 $x_0$ 、 $x_1$ 、 $x_2$ 、……、 $x_{48}$ 、 $x_{49}$ 、 $x_{50}$ ，其中， $x_{25}$ 为中剖面（或称基准面）的齿扇变位系数；必要时，可将脚标n与齿扇宽度B对等处理，代表当前剖面距小端面的距离为n，例如： $x_{18.8}$ 表示距小端面18.8mm处剖面的扇齿变位系数。

### 3.5

**中位中齿 median tooth of sector gear**

指传动比曲线处于中位（即：齿条和齿扇均处于零点）的齿扇中间齿。

### 3.6

**齿条齿廓 tooth profile of rack**

**扇齿齿廓 tooth profile of sector gear**

齿条齿廓（代号为T）与扇齿齿廓（代号为G）是一对瞬时共轭曲面，在传动中总是固定编号i的齿廓 $G_i$ 与 $T_i$ 配对啮合。

### 3.7

**齿条齿形角 profile angle of rack**

专指齿条未安装前，齿条中线处的齿廓齿形角，单位为（°）。

齿条齿形角与齿扇分度圆压力角关系式如下：

$$\cos(\alpha) = \frac{\cos(\alpha_T)}{\sqrt{\cos^2(\theta_A) + \sin^2(\theta_A) \times \cos^2(\alpha_T)}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

### 3.8

**瞬时啮合线 instantaneous action line**

配对廓线的啮合点，向当前扇齿廓线瞬时基圆做切线，该切线在本文件中称为瞬时啮合线。

按附录A中图A所示，在直角坐标系 $xOy$ 中，当已知瞬时节点 $(0, R(\varphi))$ ，建立瞬时啮合线方程如下：

$$y = \tan(\alpha)x + R(\varphi) \quad \dots\dots\dots (2)$$

### 3.9

**啮合轨迹线 meshing trajectory**

在某一配对齿条廓线与齿扇廓线的啮合传动过程中，其啮合点所形成的轨迹线。

## 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）。

$\alpha$ : 啮合角或齿扇分度圆压力角（°）。

$\alpha_T$ : 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）。

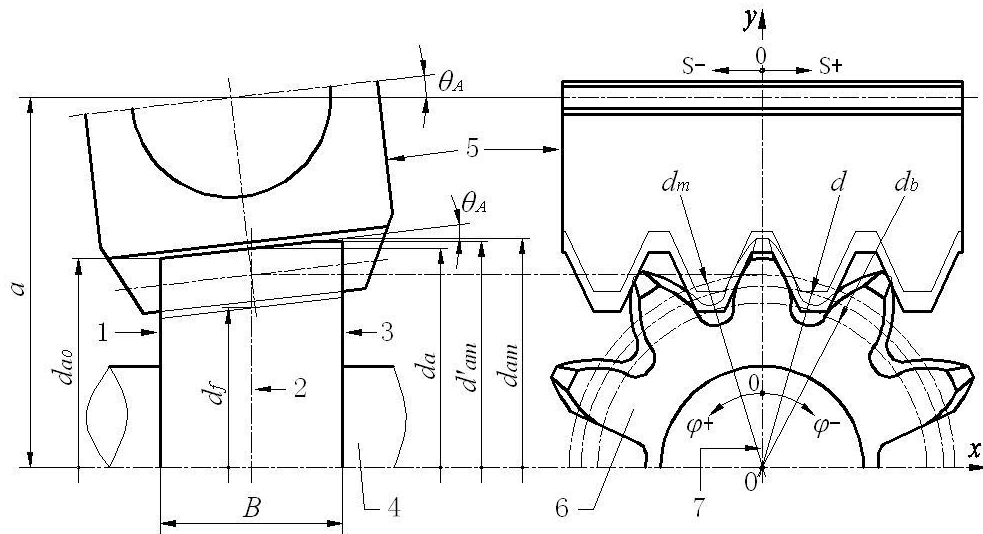
- $d_a$ : 齿扇中剖面齿顶圆直径 (mm)。  
 $d_{a0}$ : 齿扇小端面齿顶圆直径 (mm)。  
 $d_{am}$ : 齿扇大端面齿顶圆直径 (mm)。  
 $d'_{am}$ : 削顶直径 (mm)。  
 $d_b$ : 基圆直径 (mm)。  
 $d_f$ : 齿扇中剖面齿根圆直径 (mm)。  
 $d_m$ : 中剖面的扇齿中圆直径 (mm)。  
 $i_w$ : 电动循环球式转向器角传动比 (简称转向器传动比), 为定值。  
 $i_w(\varphi)$ : 电动循环球式转向器角瞬时传动比 (简称转向器瞬时传动比), 为变值。  
 $i_{wA}$ : 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。  
 $i_p(\varphi)$ : 齿条与齿扇瞬时传动比 (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)。  
 $\theta_A$ : 齿条安装角或齿扇切削角 (°)。  
 $\pi$ : 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。  
 $n$ : 剖面编号/距小端面距离。  
 $P_h$ : 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。  
 $R_a(n)$ : 齿扇齿顶圆半径 (mm)。  
 $R_b(\varphi)$ : 齿扇瞬时基圆半径 (mm), 为变值。  
 $s$ : 齿条位移 (mm)。  
 $s(\varphi)$ : 齿条位移 (mm)。  
 $\varphi$ : 齿扇转角 (°)。  
 $\varphi_A$ : 变比起点角度 (°)。  
 $\varphi_B$ : 变比止点角度 (°)。  
 $x$ : 齿扇基准面中位中齿变位系数,  $x=x_{25}$ 或 $x=x_{B/2}$  (为设计参数)。  
 $z$ : 齿扇全齿数。

## 5 齿条与齿扇传动关系

### 5.1 齿条与齿扇传动关系及结构

齿条与齿扇的传动关系, 专指齿条位移  $s$  (mm) 与齿扇转角  $\varphi$  (°) 的关系。齿条与齿扇的传动关系、结构、布置、主要尺寸等见图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—齿扇小端面；
- 2—中剖面或称基准面；
- 3—齿扇大端面；
- 4—摇臂轴或称齿扇轴；
- 5—螺母齿条或称齿条；
- 6—齿扇；
- 7—中轴面。

图1 齿条与齿扇传动及结构图

## 5.2 传动关系计算依据

按T/DLJX 0009《电动循环球式转向器传动比设计》的要求，将所设计的转向器传动比曲线及相关参数，汇总后获得如下表1的参数列表，可作为齿条与齿扇传动关系的计算依据。

表1 齿条与齿扇传动关系计算所需的已知条件

变比传动	定比传动
1) 变比起点角度： $\varphi_A$ ( $^\circ$ ) 2) 变比止点角度： $\varphi_B$ ( $^\circ$ ) 3) 转向器的中位传动比： $i_{wA}$ 4) 转向器的两侧传动比： $i_{wB}$ 5) 齿条与齿扇的中位传动比： $i_{PA}$ ( $\text{mm}/^\circ$ ， $i_{PA} = P_h \times i_{wA} / 360$ ) 6) 齿条与齿扇的两侧传动比： $i_{PB}$ ( $\text{mm}/^\circ$ ， $i_{PB} = P_h \times i_{wB} / 360$ )	1) 转向器传动比： $i_w$ 2) 齿条与齿扇传动比： $i_p$ ( $\text{mm}/^\circ$ ， $i_p = P_h \times i_w / 360$ )
注：齿条位移与齿扇转角关系应符合： $ds = -i_p d\varphi \Rightarrow s(\varphi) = -\int_0^\varphi i_p d\varphi$	

## 5.3 定比传动

定比传动的齿条与齿扇传动关系式如下：

$$s(\varphi) = -\frac{\pi m z}{360} \varphi \quad \dots\dots\dots (3)$$

## 5.4 齿扇变比传动

### 5.4.1 线性变比传动的齿条与齿扇传动关系式

$$s(\varphi) = \begin{cases} -i_{PA}\varphi & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ -i_{PA}\varphi - \frac{b_2}{w_2} \operatorname{sgn}(\varphi)(|\varphi| - \varphi_A)^2 & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ -i_{PB}\varphi + w_1 b_2 \operatorname{sgn}(\varphi) & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \quad \dots\dots\dots (4)$$

式中：

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

### 5.4.2 余弦变比传动的齿条与齿扇传动关系式

$$s(\varphi) = \begin{cases} -i_{PA}\varphi & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ -b_1\varphi + b_2 \operatorname{sgn}(\varphi) \left[ \varphi_A + \frac{w_2}{\pi} \sin\left(\frac{\varphi_B - |\varphi|}{w_2} \pi\right) \right] & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ -i_{PB}\varphi + w_1 b_2 \operatorname{sgn}(\varphi) & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \quad \dots\dots\dots (5)$$

式中：

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

## 5.5 齿条的有效行程

根据齿扇所需最大转角 $\pm\varphi_{\max}$ ，再结合所设计的齿条与齿扇传动方式，来选择式（3）、式（4）、式（5）其中之一，即可计算确定齿条的有效行程 $\pm S_{\max}$ 。

## 6 初设齿扇参数

### 6.1 配对齿条参数

- 模数  $m$  (mm)：推荐为 5.0mm、5.5mm、6.0mm、6.5mm、7.0mm；
- 齿条齿形角  $\alpha_T$  (°)：推荐为 25°、27°、28°、30°；
- 齿顶高系数  $ha^*$ ：推荐为 0.80 或 0.85； $ha^*=0.80$  适用于  $\alpha_T=27^\circ/28^\circ$ ， $ha^*=0.85$  适用于  $\alpha_T=25^\circ$ ；
- 齿根高系数  $hf^*$ ：推荐为 1.00，它与齿条刀具的齿顶高系数相同，即  $hf^*=ha_0^*=1.00$ ；
- 中间齿槽宽缩减量  $\Delta$  (mm)：推荐为 0.15mm~0.30mm。

### 6.2 齿扇通用参数

- 模数  $m$  (mm)：专指定比传动时的齿扇模数和齿扇变比传动时的中位中齿模数，推荐为 5.0mm、5.5mm、6.0mm、6.5mm、7.0mm；
- 分度圆压力角  $\alpha$  (°)：专指定比传动和齿扇变比传动时的齿扇分度圆压力角，与齿条齿形角  $\alpha_T=25^\circ/27^\circ/28^\circ/30^\circ$  匹配，但数值不同；

- c) 切削角  $\theta_A$  ( $^\circ$ )：推荐为  $5.0^\circ$ 、 $5.5^\circ$ 、 $6.0^\circ$ 、 $6.5^\circ$ ，变比传动优先选择  $5.0^\circ$  或  $5.5^\circ$ ，定比传动优先选择  $6.0^\circ$  或  $6.5^\circ$ 。

### 6.3 初设齿扇参数

除了齿扇通用参数外，以下参数是细分传动比、设计验证、齿扇加工所必须的。

- 齿扇全齿数  $z$ ：推荐为 9-13， $z$  为定值；
- 齿顶高系数  $ha^*$ ：推荐为 0.70-0.85；
- 顶隙系数  $c^*$ ：推荐为 0.15-0.30，应符合  $c^*=1.00-ha^*$ ；
- 削顶直径  $d'am$ ：推荐  $da_{35} \leq d'am \leq da_{45}$ ， $da_{35}$ 、 $da_{45}$  分别代表第 35 和 45 剖面的齿顶圆直径；
- 变位系数  $x$ ：专指齿扇中位中齿基准面变位系数，对应剖面编号又可表示为  $x=x_{25}$ 。

### 6.4 初设参数有效性

初设的齿扇参数是否有效，还需根据后续的扇齿廓线设计完成后，进行齿顶宽检验和啮合传动验证来判断；需经多次初设参数和检验验证，才能确定较合理的齿扇设计参数。

## 7 扇齿的廓线设计步骤

### 7.1 设计步骤

针对定比传动和齿扇变比传动的设计，是通过扇齿的齿廓曲线（以下简称廓线）来分别实现本文件 4.3、4.4 的传动关系，以满足 T/DLJX 0009《电动循环球式转向器传动比设计》中所要求齿条与齿扇的传动比曲线；廓线是刀具加工而成，需将齿条与齿扇传动改换成齿条刀具与齿扇传动即可，在计算上要使用刀具齿顶高系数  $ha_0^*=1.00$ 。扇齿廓线设计步骤如下：

- 初设齿条与齿扇的传动比曲线和相关参数，以本文件 4.2 作为已知条件；
- 建立坐标系；
- 计算瞬时分度圆/节圆半径；
- 计算瞬时啮合点坐标；
- 计算扇齿廓线点坐标；
- 保留有效廓线点；
- 确定有效扇齿数。

### 7.2 建立坐标系

扇齿的廓线要以连续的直角坐标点或极坐标点的方式来表达，以及在啮合传动过程中的各特征线或点等，也需要以坐标方式来表达。设：固定直角坐标系  $xOy$  和旋转直角坐标系  $x'Oy'$ ，分别对应固定极坐标系为  $(\rho, \theta)$  和旋转极坐标系为  $(\rho', \theta')$ 。将齿扇和齿条等零件及表征啮合传动关系的点、线、面，设置在附录 A 中图 A 所示的固定直角坐标系中；将扇齿廓线设置在旋转直角坐标系中，即：将齿扇又与旋转直角坐标系固连（齿扇同时在二个坐标系中）。由于相关参数和表征啮合传动关系的特征量，有些与剖面  $n$  和齿条  $i$  等无关，而有些则相关，应给予明确并用适当的脚标来描述，如下表 2 和表 3。

表2 与剖面  $n$  和齿条  $i$  无关的特征量坐标关系表

参数/特征	表达方式	关系说明
齿条位移	$s(\varphi), x=s(\varphi)$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 仅与齿扇转角 $\varphi$ 相关
中位中齿模数	$m$	与剖面 $n$ 、齿条 $i$ 、齿扇转角 $\varphi$ 及与坐标系均无关
瞬时齿扇分度圆/节圆半径	$R(\varphi)$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 仅与齿扇转角 $\varphi$ 相关
瞬时节点	$(0, R(\varphi))$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 仅与齿扇转角 $\varphi$ 相关
瞬时齿扇基圆半径	$R_b(\varphi)$	仅与齿扇转角 $\varphi$ 相关, 与坐标系均无关
瞬时切点	$x = x(\varphi)$ $y = y(\varphi)$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 瞬时切点 $(x, y)$ 仅与齿扇转角 $\varphi$ 相关, 而与剖面 $n$ 、齿条 $i$ 均无关
瞬时啮合线	$y = y(x, \varphi)$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 瞬时啮合线方程与齿扇转角 $\varphi$ 相关, 而与剖面 $n$ 、齿条 $i$ 均无关

表3 与剖面  $n$  和齿条  $i$  相关的特征量坐标关系表

参数/特征	表达方式	关系说明
齿扇瞬时模数	$m(\varphi, n, i)$	与剖面 $n$ 、齿条 $i$ 、齿扇转角 $\varphi$ 均相关, 与坐标系无关
中位中齿变位系数	$x_n$	仅与剖面 $n$ 相关, 与坐标系无关
齿扇齿顶圆半径	$R_{an}=Ra(n)$	由于 $x_n$ 影响, 仅与剖面 $n$ 相关, 而与坐标系无关
齿条/刀具中心线	$y_n = y(n)$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 中心线方程由于 $x_n$ 仅与剖面 $n$ 相关
齿条齿廓线	$y_{n-i} = y(x_{n-i}, \varphi, n, i)$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 齿条齿廓线方程与剖面 $n$ 、齿条 $i$ 相关, 且与齿条位移 $x=s(\varphi)$ 相关
瞬时入啮点	$x_{n-in} = x(\varphi, n)$ $y_{n-in} = y(\varphi, n)$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 与剖面 $n$ 相关, 而与齿条 $i$ 无关, 与齿顶圆 $Ra(n)$ 和齿扇转角 $\varphi$ 均有关
瞬时脱啮点	$x_{n-out} = x(\varphi, n)$ $y_{n-out} = y(\varphi, n)$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 与剖面 $n$ 相关, 而与齿条 $i$ 无关, 与齿条/刀具中心线 $y_n = y(n)$ 和齿扇转角 $\varphi$ 均有关
瞬时啮合点	$x_{n-i} = x(\varphi, n, i)$ $y_{n-i} = y(\varphi, n, i)$	在固定坐标系 $xOy$ 中, 与剖面 $n$ 、齿条 $i$ 、齿扇转角 $\varphi$ 均相关
扇齿廓线点	$x'_{n-i} = x(\varphi, n, i)$ $y'_{n-i} = y(\varphi, n, i)$	在旋转坐标系 $x'Oy'$ 中, 与剖面 $n$ 、齿条 $i$ 、齿扇转角 $\varphi$ 均相关

### 7.3 计算瞬时分度圆/节圆半径

#### 7.3.1 定比传动

当定比传动时, 瞬时分度圆/节圆半径  $R(\varphi)$  为定值, 表达式为:

$$R = mz / 2 \quad \dots\dots\dots (6)$$

#### 7.3.2 齿扇变比传动

当齿扇变比传动时, 瞬时分度圆/节圆半径  $R(\varphi)$  为变化值, 表达式为:

$$R(\varphi) = \frac{180}{\pi} \times i_p(\varphi) \quad \dots\dots\dots (7)$$

注: 齿条与齿扇瞬时传动比  $i_p(\varphi)$ , 按 T/DLJX 0009 《电动循环球式转向器传动比设计》已初步设计完成, 暂可作为已知条件使用, 只有当廓线设计完成后并经验证, 才能判断该传动比设计是否合理。

#### 7.3.3 节点曲线

在实施齿扇廓线加工时, 结合具体加工方法, 有时需要节点曲线来支持, 节点曲线极坐标方程如下:

$$\begin{cases} \rho = \frac{180}{\pi} \times i_p(\varphi) \\ \theta = 90^\circ - \varphi \end{cases} \dots\dots\dots (8)$$

注：按图2所示，以y轴线为角度零点，节曲线转角总与齿扇转角数值相等方向相反；在坐标系中，节曲线极角是以x轴为角度零点，而齿扇转角则仍按实际状态以y轴线为角度零点，因此节曲线极角与齿扇转角关系为： $\theta=90^\circ -\varphi$ 。

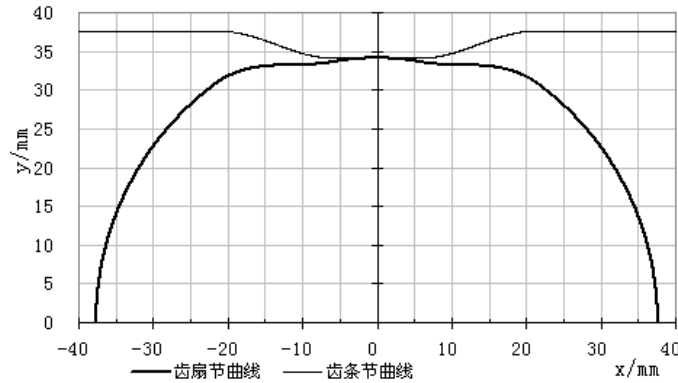
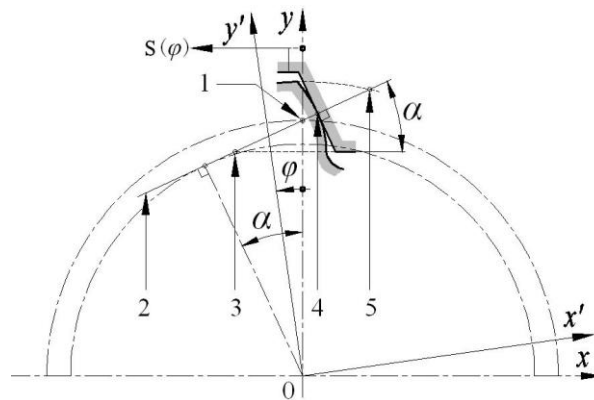


图2 在直角坐标系  $xOy$  中节点曲线图

7.4 计算瞬时啮合点坐标

瞬时啮合点定义在固定坐标系 $xOy$ 中，各剖面的齿条廓线 $T_{n-i}$ 与扇齿廓线 $G_{n-i}$ 在啮合时，其瞬时啮合点 $(x_{n-i}, y_{n-i})$ 均在当前的瞬时啮合线 $y = y(x, \varphi)$ 上，即：瞬时啮合点要符合本文件3.8中方程式(2)关系。

以齿条左行和齿扇逆时针旋转为例，当齿条左行，使齿条廓线 $T_{n-i}$ 的延长线 $y_{n-i} = y(x_{n-i}, \varphi, n, i)$ 与瞬时啮合线的延长线之交点 $(x_{n-i-j}, y_{n-i-j})$ ，进入瞬时入啮点 $(x_{n-in}, y_{n-in})$ 左侧后，是瞬时啮合点有效条件之一；当齿条继续左行，使齿条廓线与瞬时啮合线的交点，未超出瞬时脱啮点 $(x_{n-out}, y_{n-out})$ ，且仍在其右侧时，是瞬时啮合点有效条件之二。结合这二个条件，汇总相关计算信息见图3，以及关系式如下。



标引序号说明：

- 1—瞬时节点，坐标为 $(0, R(\varphi))$ ；
- 2—瞬时啮合线，方程式为 $y = \tan(\alpha)x + R(\varphi)$ ；
- 3—瞬时脱啮点，坐标为 $(x_{n-out}, y_{n-out})$ ；
- 4—瞬时啮合点，坐标为 $(x_{n-i}, y_{n-i})$ ；
- 5—瞬时入啮点，坐标为 $(x_{n-in}, y_{n-in})$ 。

图3 瞬时啮合点相关信息图

当前剖面  $n$  的齿扇中位中齿变位系数  $x_n$  有二种等效表达式如下:

$$x_n = x + \frac{(n-25)B \tan(\theta_A)}{50m} \quad n \in N(n=0,1,2,\dots,48,49,50) \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$x_n = x + (n-B/2) \tan(\theta_A) \quad n \in R(0 \leq n \leq B) \quad \dots\dots\dots (10)$$

注: 对于变比传动, 齿扇瞬时模数, 仅与齿扇转角位置相关, 而瞬时变位系数, 与齿扇转角位置和剖面位置相关。

瞬时入啮点  $(x_{n-in}, y_{n-in})$  在固定坐标系  $xOy$  中表达式:

$$\begin{cases} x_{n-in} = \cos(\alpha) \left[ \sqrt{(mz/2 + mh_a^* + x_n)^2 - R^2(\varphi) \cos^2(\alpha)} - R(\varphi) \sin(\alpha) \right] \\ y_{n-in} = \sin(\alpha) \sqrt{(mz/2 + mh_a^* + x_n)^2 - R^2(\varphi) \cos^2(\alpha)} + R(\varphi) \cos(\alpha) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (11)$$

瞬时脱啮点  $(x_{n-out}, y_{n-out})$  在固定坐标系  $xOy$  中表达式:

$$\begin{cases} x_{n-out} = [m(z/2 + x_n - 1.00) - R(\varphi)] / \tan(\alpha) \\ y_{n-out} = m(z/2 + x_n - 1.00) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (12)$$

齿条中齿槽右齿廓中线点  $(x_{n-5-z}, y_{n-5-z})$  和齿条廓线方程  $y_{n-i} = y(x_{n-i}, \varphi, n, i)$  在固定坐标系  $xOy$  中的表达式如下:

$$\begin{cases} x_{n-5-z} = \pi m / 4 \\ y_{n-5-z} = m(z/2 + x_n) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$y_{n-i} = R(\varphi) + m(z/2 + x_n) - \frac{x_{n-i} - s(\varphi) - m\pi(2i-9)/4}{\tan(\alpha)} \quad \dots\dots\dots (14)$$

瞬时啮合线与齿条廓线两端延伸线的交点  $(x_{n-i-j}, y_{n-i-j})$  在坐标系  $xOy$  中表达式:

$$\begin{cases} x_{n-i-j} = \cos^2(\alpha) [s(\varphi) + m(z/2 + x_n) \tan(\alpha) + m\pi(2i-9)/4] \\ y_{n-i-j} = \sin(\alpha) \cos(\alpha) [s(\varphi) + m(z/2 + x_n) \tan(\alpha) + m\pi(2i-9)/4] + R(\varphi) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (15)$$

瞬时啮合点  $(x_{n-i}, y_{n-i})$  在固定坐标系  $xOy$  中坐标表达式:

$$\begin{cases} x_{n-i} = x_{n-i-j} & x_{n-out} \leq x_{n-i-j} \leq x_{n-in} \\ y_{n-i} = y_{n-i-j} & x_{n-out} \leq x_{n-i-j} \leq x_{n-in} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (16)$$

## 7.5 计算扇齿廓线点坐标

齿扇固连在旋转坐标系  $x'Oy'$  中, 该坐标系也随齿扇旋转, 而扇齿廓线相对于旋转坐标系  $x'Oy'$  是固定的。所有瞬时啮合点均为扇齿上的廓线点。按固定坐标系  $xOy$  与旋转坐标系  $x'Oy'$  进行转化, 可将连续密集的, 在固定坐标系中的瞬时啮合点, 转化为固连在旋转坐标系中的扇齿廓线点  $(x'_{n-i}, y'_{n-i})$ , 其转化关系式如下:

$$\begin{cases} x'_{n-i} = x_{n-i} \cos(\varphi) + y_{n-i} \sin(\varphi) \\ y'_{n-i} = y_{n-i} \cos(\varphi) - x_{n-i} \sin(\varphi) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (17)$$

## 7.6 保留有效廓线点

### 7.6.1 无效廓线点

以上获得扇齿廓线点可能是无效的，如：被刀具根切掉了，或是前面展成的廓线点，被后续刀具加工而修剪掉了，这些都是无效的廓线点；只有保留有效的廓线点，才能进行有效的啮合传动验证。

### 7.6.2 根切

#### 7.6.2.1 机理

齿条刀具左行而加工扇齿右侧齿廓时，齿扇齿根圆就是由齿条刀具齿顶刃线加工而成的，以及齿根圆与齿廓之间的齿根过渡曲线（代号为C），也是由齿条刀具齿顶刃点展成的。若齿条刀具齿顶线低于啮合线与基圆的瞬时切点，则发生根切现象，即：由较大的齿根过渡曲线，将已形成的齿廓线剪除掉，降低了廓线啮合长度和齿根强度。对于齿扇变比时，由于瞬时切点不断变动，几乎不可避免地会产生根切，因此需要剔除被根切的廓线点。

#### 7.6.2.2 齿根过渡曲线点计算步骤

以齿条刀具相对左行加工齿扇为例，齿根过渡曲线点计算步骤如下：

- 根据本文件式（13），将齿条刀具中齿槽右廓线中线点为已知条件；
- 计算齿条刀具  $T_i$  廓线中线点；
- 计算齿条刀具  $T_i$  廓线齿顶点；
- 计算齿根过渡曲线切削点；
- 计算齿根过渡曲线展成点，即：齿根过渡曲线点。

#### 7.6.2.3 齿根过渡曲线点表达式

- 齿条刀具  $T_i$  廓线中线点  $(x_{n-i-z}, y_{n-i-z})$  在固定坐标系  $xOy$  中表达式：

$$\begin{cases} x_{n-i-z} = \pi m(2i-9)/4 \\ y_{n-i-z} = m(z/2 + x_n) \end{cases} \dots\dots\dots (18)$$

- 齿条刀具  $T_i$  廓线齿顶点  $(x_{n-i-a}, y_{n-i-a})$  在固定坐标系  $xOy$  中表达式：

$$\begin{cases} x_{n-i-a} = \pi m(2i-9)/4 + 1.00m \tan(\alpha) \\ y_{n-i-a} = m(z/2 + x_n - 1.00) \end{cases} \dots\dots\dots (19)$$

- 齿根过渡曲线切削点  $(x_{n-i-q}, y_{n-i-q})$  在固定坐标系  $xOy$  中表达式：

$$\begin{cases} x_{n-i-q} = x_{n-i-a} & -35 \leq x_{n-i-a} \leq 0 \\ y_{n-i-q} = y_{n-i-a} & -35 \leq x_{n-i-a} \leq 0 \end{cases} \dots\dots\dots (20)$$

式中：

$-35 \leq x_{n-i-a} \leq 0$  代表了齿条刀具  $i$  齿顶刃点，在  $[-35, 0]$  区间已具有足够的根切行程。

- 齿根过渡曲线展成点  $(x'_{n-i-g}, y'_{n-i-g})$ ，即：齿根过渡曲线点，在旋转坐标系  $x'Oy'$  中表达式：

$$\begin{cases} x'_{n-i-g} = x_{n-i-q} \cos(\varphi) + y_{n-i-q} \sin(\varphi) \\ y'_{n-i-g} = y_{n-i-q} \cos(\varphi) - x_{n-i-q} \sin(\varphi) \end{cases} \dots\dots\dots (21)$$

7.6.2.4 根切后剔除扇齿廓线点

扇齿廓线点和齿根过渡曲线点均在旋转坐标系 $x'Oy'$ 中，它们相对于旋转坐标系是固定的。此时，对应编号 $n$ 和 $i$ 的齿根过渡曲线将穿过齿扇廓线，在齿根过渡曲线右侧的廓线将被根切掉。

根切剔除的计算方法：将对应编号 $n$ 与 $i$ 的扇齿廓线点 $(x'_{n-i}, y'_{n-i})$ 和齿根过渡曲线点 $(x'_{n-i-g}, y'_{n-i-g})$ 全部有序列出，采用向量叉积方法，判断各点的相互位置关系，来剔除无效齿廓线点。首先在扇齿廓线点中，按顺序逐个提取待判断点 $P$ ，计算该扇齿廓线点 $P$ 极径 $\rho_P$ ，在齿根过渡曲线点中提取与 $\rho_P$ 最接近点 $A$ ，以及提取 $A$ 点的前点 $B$ 。点 $P$ 、 $A$ 、 $B$ 关系如图4所示，判断 $P$ 点是否被根切掉的关系式为式(22)。

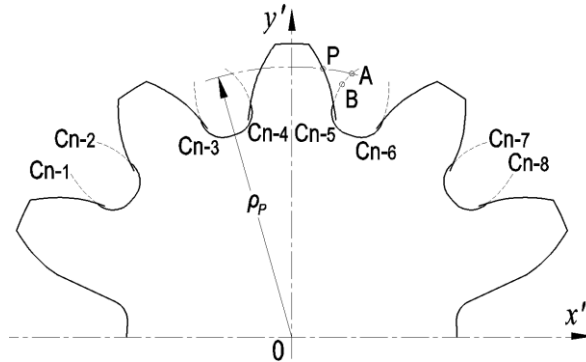


图4 齿廓线被根切示意图

P点被根切掉的关系式：

$$|\vec{AB} \times \vec{AP}| = |\vec{AB}| |\vec{AP}| \sin \beta = (x'_B - x'_A)(y'_P - y'_A) - (y'_B - y'_A)(x'_P - x'_A) > 0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

注：根切剔除扇齿廓线点的方法并不复杂，但计算量很大，需要相关编程计算。

7.6.3 廓线修剪和预判

7.6.3.1 廓线修剪

廓线修剪方法：以齿条刀具左行而加工扇齿右侧齿廓为例，将已完成的旋转坐标系 $x'Oy'$ 中的廓线点和齿根过渡曲线点，模拟齿扇在固定坐标系 $xOy$ 中被齿条刀具推动旋转，以齿扇转角 $\varphi$ 为变量，将这些点逆转化到固定坐标系 $xOy$ 中，来判断齿条刀具是否修剪了廓线。即：齿条刀具推动齿扇旋转，以形成齿廓线点过程相同转角间隔 $\Delta\varphi$ 为步长，重复扇齿廓线计算过程中的每个瞬时啮合点，用齿条刀具的左侧围线，来剪除围线右上侧的异常廓线点和齿根过渡曲线点。

注：齿廓点和齿根过渡曲线点修剪过程的计算量很大，需要相关编程计算。

表4 齿廓点和齿根过渡曲线点在坐标系中逆转化关系表

齿扇 转角	扇齿廓线点逆转化： $x'Oy' \rightarrow xOy$		齿根过渡曲线点逆转化： $x'Oy' \rightarrow xOy$	
	$x'Oy'$	$xOy$	$x'Oy'$	$xOy$
$\varphi$	$(x'_{n-i}, y'_{n-i})$	$\begin{cases} x_{n-i} = x'_{n-i} \cos \varphi - y'_{n-i} \sin \varphi \\ y_{n-i} = y'_{n-i} \cos \varphi + x'_{n-i} \sin \varphi \end{cases}$	$(x'_{n-i-g}, y'_{n-i-g})$	$\begin{cases} x_{n-i-g} = x'_{n-i-g} \cos \varphi - y'_{n-i-g} \sin \varphi \\ y_{n-i-g} = y'_{n-i-g} \cos \varphi + x'_{n-i-g} \sin \varphi \end{cases}$

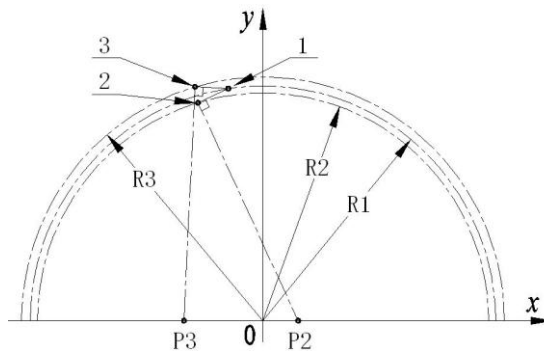


表5 廓线点和齿根过渡曲线点被修剪关系表

齿扇 转角	扇齿廓线点在 $xOy$ 中被修剪		齿根过渡曲线点在 $xOy$ 中被修剪	
	被刀具左侧廓线修剪条件	被刀具齿顶线修剪条件	被刀具左侧廓线修剪条件	被刀具齿顶线修剪条件
$\varphi$	$y_{n-i} \geq R(\varphi) + m(z/2 + x_n)$ $\frac{x_{n-i} - s(\varphi) - m\pi(2i-9)/4}{\tan(\alpha)}$	$y_{n-i} \geq m(z/2 + x_n - 1.00)$	$y_{n-i-g} \geq R(\varphi) + m(z/2 + x_n)$ $\frac{x_{n-i-g} - s(\varphi) - m\pi(2i-9)/4}{\tan(\alpha)}$	$y_{n-i-g} \geq m(z/2 + x_n - 1.00)$
注：齿条刀具廓线编号 $i$ ，只能修剪对应编号 $i$ 的齿廓线点和齿根过渡曲线点，还需满足条件为： $x_{n-out} \leq x_{n-i} \leq x_{n-in}$ ；只有被刀具左侧廓线修剪条件和被刀具齿顶线修剪条件，同时满足时，才符合修剪条件。				

## 7.6.3.2 廓线被修剪的预判方法

在固定坐标系  $xOy$  中，将啮合轨迹线上所有啮合点向  $x$  轴映射，其映射原理如图5所示，则构成了映射点组成线，其分布在  $x$  轴负值区域越深，则说明被修剪的现象越严重。以最小映射点 ( $x_{t-min}, 0$ ) 来表示其严重程度，评估方式按表6所示。



标引序号说明：

1—前啮合点；

2—第一种情况的后啮合点；

3—第二种情况的后啮合点；

R1—前啮合点半径（即：前啮合点所处的分度圆半径）；

R2—第一种情况的后啮合点半径（即：后啮合点所处的分度圆半径小于R1）；

R3—第二种情况的后啮合点半径（即：后啮合点所处的分度圆半径大于R1）；

P2—第一种情况的映射点；

P3—第二种情况的映射点。

图5 啮合点向  $x$  轴映射的原理图

表6 廓线被修剪的评估方式

指标名称	评估方式					
映射点最小值 $x_{t-min}$	$x_{t-min} \leq -1.00$	$-1.00 < x_{t-min} \leq -0.50$	$-0.50 < x_{t-min} \leq 0.00$	$0.00 < x_{t-min} < 0.25$	$0.25 \leq x_{t-min} < 0.50$	$0.50 \leq x_{t-min}$
有无被修剪的情况 严重程度或啮合效果	有 非常严重	有 较严重	有 轻微	无 一般	无 较好	无 良好

## 7.7 确定有效扇齿数

根据齿扇所需最大转角 $\pm\varphi_{\max}$ ，和在齿条有效行程期间内，至少有一对齿啮合传动的条件，且无论一对齿或是二对齿啮合，其啮合宽度总和，应大于80%B（B为齿扇轴向宽度）。

确定有效扇齿数，需通过本文件7.3所输出的传动啮合状态示图来判断。

## 8 初设参数有效性检验

### 8.1 通则

当初设齿扇参数后，并完成扇齿廓线设计计算，需进行齿扇齿顶宽检验及啮合传动验证，来判断初设参数的有效性。

### 8.2 齿顶宽检验

#### 8.2.1 齿顶宽检验要求

具体要求见表7。

表7 齿顶宽检验要求

齿扇中位中齿模数 m/mm	中齿齿顶宽最小值 Sa-min/mm	侧齿齿顶宽最小值 Sa-min/mm
5.0	$\geq 1.5$	$\geq 2.2$
5.5	$\geq 1.7$	$\geq 2.4$
6.0	$\geq 1.9$	$\geq 2.7$
6.5	$\geq 2.2$	$\geq 3.0$
7.0	$\geq 2.5$	$\geq 3.3$

#### 8.2.2 齿顶宽计算方法

齿顶宽的计算方法：将对应编号n与i的扇齿廓线点 $(x'_{n-i}, y'_{n-i})$ 全部列出，并转化为极坐标 $(\rho', \theta')$ 形式，从中找出最大极径 $\rho'_{n-i-\max}$ ，及其对应的极角 $\theta'_{n-i-\max}$ ，按同一扇齿左右齿廓线的配对关系，计算各齿齿顶宽的关系式，如下表8。

表8 齿扇n剖面上的各齿齿顶宽计算表

代号	在坐标系 $x'Oy'$ 中配对关系	齿顶宽 $S_{n-a}$ /mm
Gn-0_Gn-1	$(\rho'_{n-0-\max}, \theta'_{n-0-\max})$ 和 $(\rho'_{n-1-\max}, \theta'_{n-1-\max})$	$\pi(\rho'_{n-0-\max} + \rho'_{n-1-\max}) \theta'_{n-0-\max} - \theta'_{n-1-\max} /360$
Gn-2_Gn-3	$(\rho'_{n-2-\max}, \theta'_{n-2-\max})$ 和 $(\rho'_{n-3-\max}, \theta'_{n-3-\max})$	$\pi(\rho'_{n-2-\max} + \rho'_{n-3-\max}) \theta'_{n-2-\max} - \theta'_{n-3-\max} /360$
Gn-4_Gn-5	$(\rho'_{n-4-\max}, \theta'_{n-4-\max})$ 和 $(\rho'_{n-5-\max}, \theta'_{n-5-\max})$	$\pi(\rho'_{n-4-\max} + \rho'_{n-5-\max}) \theta'_{n-4-\max} - \theta'_{n-5-\max} /360$
Gn-6_Gn-7	$(\rho'_{n-6-\max}, \theta'_{n-6-\max})$ 和 $(\rho'_{n-7-\max}, \theta'_{n-7-\max})$	$\pi(\rho'_{n-6-\max} + \rho'_{n-7-\max}) \theta'_{n-6-\max} - \theta'_{n-7-\max} /360$
Gn-8_Gn-9	$(\rho'_{n-8-\max}, \theta'_{n-8-\max})$ 和 $(\rho'_{n-9-\max}, \theta'_{n-9-\max})$	$\pi(\rho'_{n-8-\max} + \rho'_{n-9-\max}) \theta'_{n-8-\max} - \theta'_{n-9-\max} /360$

按表8关系式，列出当前齿扇第n剖面上的各齿齿顶宽 $S_{n-a}$ 数值，依此方法计算所有剖面上齿顶宽，然后在相同扇齿代号中找出最小的齿顶宽 $S_{a-\min}$ 数值。利用此最小齿顶宽来评价各扇齿是否满足表7中的检验要求。

注：当齿扇采取削顶加工时，会使各齿最小齿顶宽的位置，向小端面的方向移动，已不在大端面上。

## 8.3 啮合传动验证

### 8.3.1 检验要求

扇齿廓线初步设计完成后，需对齿条与各扇齿齿廓进行啮合传动验证，来检验其传动连续性、传动平稳性和承载能力。具体要求如下：

- 传动连续性：前齿脱啮之前，后齿需已入啮，即：需保证在任意齿条位移点上，相邻齿廓啮合要重叠；
- 传动平稳性：在齿扇的大端处或小端处，相邻齿廓均未啮合的宽度，应小于 30%B（B 为齿扇轴向宽度）；
- 承载能力：在任意齿条位移点上，同时参与啮合宽度之和，应大于 80%B；参数设计时允许轻微根切，这会引入啮合宽度减小，仍需满足大于 80%B，同时还需考核齿根强度，根切按齿宽方向小于 50%B（以传动啮合在齿宽方向的长度，间接判断）即可应用。

### 8.3.2 检验方法

按本文件7.6.2.4和7.6.3.1的步骤，齿条刀具加工后，已保留下的有效廓线点，可形成齿条刀具加工过程在第n剖面上的切削啮合点标记与齿扇转角 $\varphi$ 和齿条位移  $s(\varphi)$ 的定性关系表；在此表基础上，再以实际齿条工件（差别在于齿顶高系数不同，使脱啮点不同）进行模拟啮合传动，由于齿条工件的齿顶高系数减小，而使工件提前脱啮，部分有效齿廓点也未参与啮合传动，将它们剔除，则可重新列表，此表可按剖面编号定量化，形成附录B的示意例图。按此图可进行传动连续性、传动平稳性和承载能力的评价。

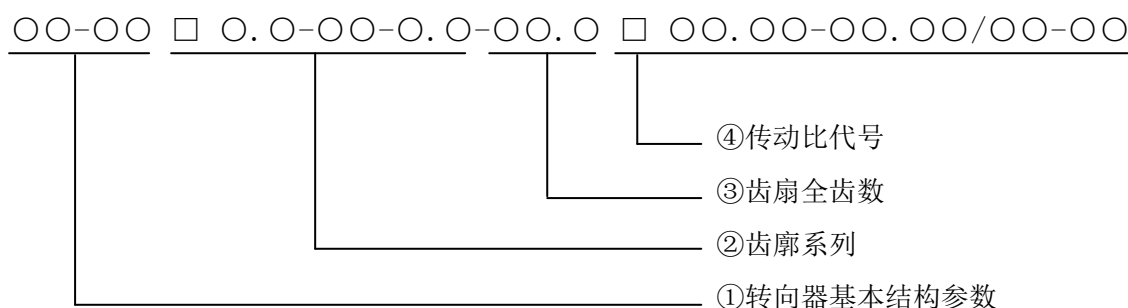
## 9 齿廓代号编写方法

### 9.1 编号规则

9.1.1 齿廓代号采用英文字母和阿拉伯数字组成。

9.1.2 齿廓代号由四部分组成，从左向右编写，第一部分表示转向器基本结构参数，第二部分表示齿廓系列（包括：扇齿齿廓和齿条齿廓），第三部分表示齿扇全齿数，第四部分表示转向器传动比代号；各部分中的参数间用横线隔开。

### 9.2 代号构成



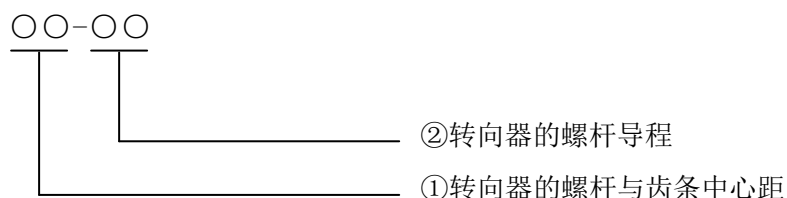
注：□表示字母 ○表示数字。

示例：73-11G6.5-25-4.5-10.5B20.42-21.72/5-35

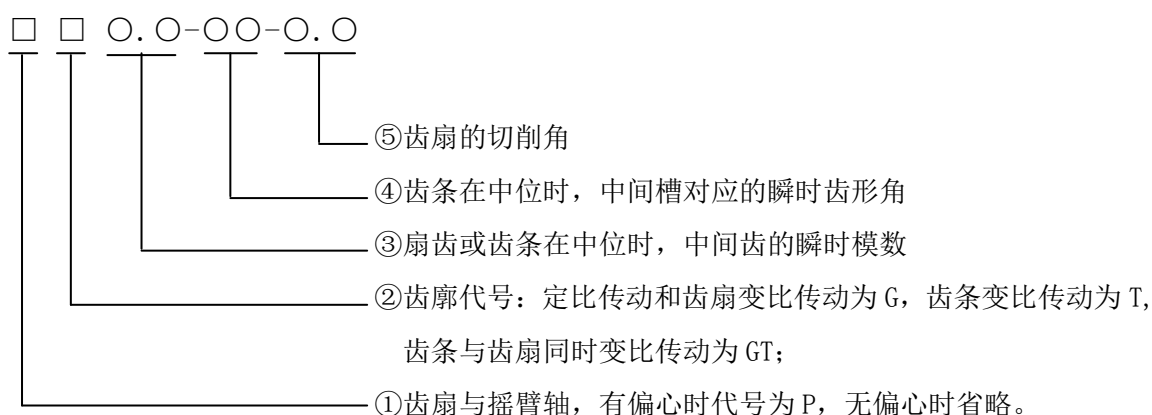
转向器是以螺杆与齿扇中心距为73mm、螺杆导程为11mm、齿扇为无偏心、齿扇的中齿中位模数为6.5mm、齿条齿形角为25°、齿扇的切削角为4.5°、齿扇全齿数为10.5的齿扇变比传动，其传动比曲线是以中位传动比 $i_{wA}=20.42$ ，两侧

传动比 $i_{wB}=21.72$ ，且过渡曲线是以起点角度 $\varphi_A=5^\circ$ 和止点角度 $\varphi_B=35^\circ$ 的余弦型变比曲线，曲线形式为中凹型的（两侧传动比大于中位传动比）。该代号的转向器称为：中凹余弦曲线的齿扇变比转向器。

### 9.2.1 转向器基本结构参数



### 9.2.2 齿廓系列



### 9.2.3 齿扇全齿数

表示所设计转向器的齿扇全齿数的实际值，小数点后保留一位，在本文件中设为定值。

### 9.2.4 传动比代号

按T/DLJX 0009中规定执行。

## 10 齿扇设计表达方式

### 10.1 语言交流表达方式

为了语言交流更顺畅易理解，所提到的零部件、特性、数据等名称，通常要以传动比曲线形式来冠名，如：余弦变比传动，代表了传动比曲线为余弦变比的传动。依此类推，再如：线性变比传动、线性变比齿扇、余弦变比齿廓、余弦变比展成数据等。

### 10.2 设计文件表达方式

#### 10.2.1 设计图纸

- a) 参考附录C示意例图，在产品总图或外形图中，宜明确所设计的齿条与齿扇的啮合传动关系，包括：齿条与齿扇转角关系、单/双齿的啮合切换所对应齿条位置（分为：齿条左行和齿条右行，它们的位置关系不同），以及标明这些啮合传动的区域，与转向盘方向和转向区域的关系；若是变传动比，建议在图纸适当位置上，按T/DLJX 0009中要求，绘出对应的变传动比曲线示意图；

b) 按附录D设计参数表,建议在摇臂轴设计图纸中,将齿扇部分的设计参数列出,分为:定比齿扇设计参数表和变比齿扇设计参数表;设计参数又由三部分组成,包括:通用参数、基准面参数和其它特征参数及检验参数。具体参数如下:

- 1) 定比齿扇设计参数包括:模数  $m$ 、全齿数  $z$ 、扇齿数  $z_1$ 、分度圆压力角  $\alpha$ 、切削角  $\theta_A$ 、基准面变位系数  $x$ 、齿顶高系数  $ha^*$ 、顶隙系数  $c^*$ 、分度圆直径  $d$ 、基准面齿顶圆直径  $da$ 、基准面齿根圆直径  $d_f$ 、小端面变位系数  $x_0$ 、大端面变位系数  $x_m/x_{50}$ 、跨齿数  $k$ 、大端公法线长度  $W_n$ 、基准面分度圆弦齿厚  $S^c$ 、安装中心距  $a$ ;
- 2) 变比齿扇设计参数包括:中位中齿模数  $m$ 、全齿数  $z$ 、扇齿数  $z_1$ 、分度圆压力角  $\alpha$ 、切削角  $\theta_A$ 、中位中齿基准面变位系数  $x$ 、齿顶高系数  $ha^*$ 、顶隙系数  $c^*$ 、中位中齿分度圆直径  $d$ 、基准面齿顶圆直径  $da$ 、基准面齿根圆直径  $d_f$ 、中位中齿小端面变位系数  $x_0$ 、中位中齿大端面变位系数  $x_m/x_{50}$ 、安装中心距  $a$ 。

## 10.2.2 其它设计文件

在电动循环球式转向器总成生产单位中,推荐编制企业标准,如:“电动循环球式转向器非偏心齿扇的推荐设计参数和基本加工参数”,它可汇总常用的齿扇设计参数和基本加工参数,通常企业会定期对其修订,将新增的齿扇设计也纳入其中。设计者可从中选用适合的齿廓代号,作为辅助技术信息来支持所设计的齿扇。

附录E、附录F、附录G中的表格是辅助技术信息的推荐内容。

## 11 齿扇基本加工参数

### 11.1 齿条刀具与齿扇工件

本文件是针对齿条刀具,推荐了加工齿扇的相关参数,来指导加工,如图6所示。

齿条刀具的齿顶高系数  $ha_0^*=1.00$ ,其它参数需以齿扇的设计参数为基础来确定。

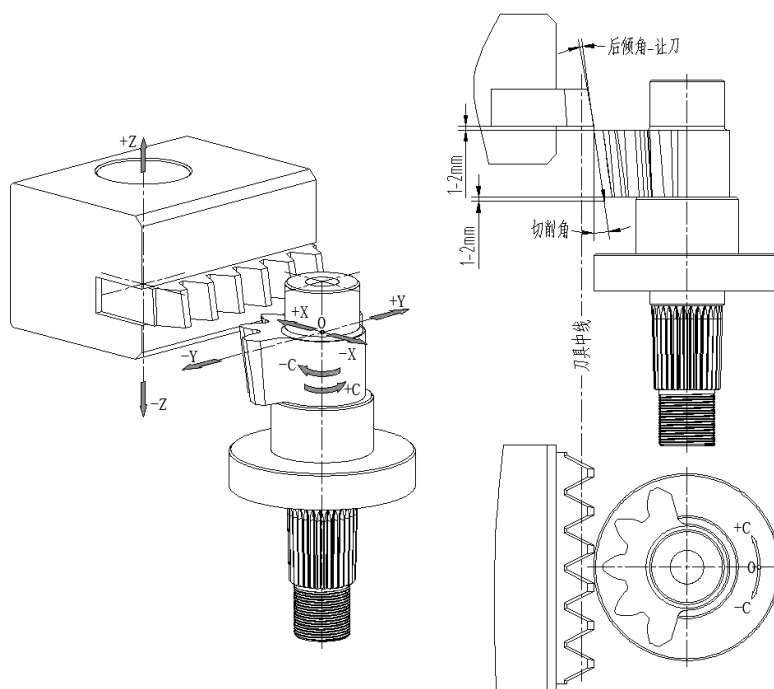


图6 齿条刀具与齿扇工件的关系图

## 11.2 齿条刀具加工齿扇展成关系

如图6所示，加工齿扇的展成关系是指C轴旋转（旋转角度为 $c$ ，单位： $^{\circ}$ ）与工作台沿Y轴横移（横移位置 $y$ ，单位： $\text{mm}$ ）的运动关系。由于齿条位移与工作台沿Y轴横移的方向相反，再结合已确定的齿条位移与齿扇转角关系式（3）、（4）和（5），转化后加工齿扇展成关系通用公式如下。

1) 定比齿扇的加工展成关系式：

$$y(c) = \frac{\pi m z}{360} c \quad \dots\dots\dots (23)$$

2) 线性变比齿扇的加工展成关系式：

$$y(c) = \begin{cases} i_{PA}c & 0 \leq |c| < c_A \\ i_{PA}c + \frac{b_2}{w_2} \operatorname{sgn}(c)(|c| - c_A)^2 & c_A \leq |c| < c_B \\ i_{PB}c - w_1 b_2 \operatorname{sgn}(c) & c_B \leq |c| \end{cases} \quad \dots\dots\dots (24)$$

式中：

$$c_A = \varphi_A, \quad c_B = \varphi_B^{\circ}$$

3) 余弦变比齿扇的加工展成关系式：

$$y(c) = \begin{cases} i_{PA}c & 0 \leq |c| < c_A \\ b_1 c - b_2 \operatorname{sgn}(c) \left[ c_A + \frac{w_2}{\pi} \sin\left(\frac{c_B - |c|}{w_2} \pi\right) \right] & c_A \leq |c| < c_B \\ i_{PB}c - w_1 b_2 \operatorname{sgn}(c) & c_B \leq |c| \end{cases} \quad \dots\dots\dots (25)$$

式中：

$$c_A = \varphi_A, \quad c_B = \varphi_B^{\circ}$$

## 11.3 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 $\pm 0.001$ 之内。

附录 A  
(规范性)  
瞬时啮合线的特征及规律

瞬时啮合线是开放线，它具有以下特征及规律：

- 在任意齿扇剖面上，尽管扇齿齿廓线各不相同，但设计要求各剖面瞬时啮合点的瞬时啮合线，在中剖面上投影必须重合，以保证各剖面的瞬时配对廓线，能按相同方向和传动关系，来啮合运动，此时各剖面上的瞬时节点、瞬时基圆、瞬时分度圆等均相同；
- 瞬时啮合线与扇齿廓线瞬时基圆相切；
- 瞬时啮合线与齿条的瞬时点廓线垂直；
- 瞬时啮合线必通过齿条与齿扇啮合的瞬时节点。

注1：瞬时节点：与扇齿瞬时分度圆和中轴面交点重合，为同一个点，且始终在中轴面上。

注2：在本文件中，所针对定比传动和齿扇变比传动，此时的齿条瞬时齿形角/齿扇瞬时分度圆压力角  $\alpha$  为定值；而瞬时分度圆/节圆半径  $R(\varphi)$ ，当定比传动时， $R(\varphi)$  为定值，当齿扇变比传动时， $R(\varphi)$  将随齿扇转角  $\varphi$  变化。

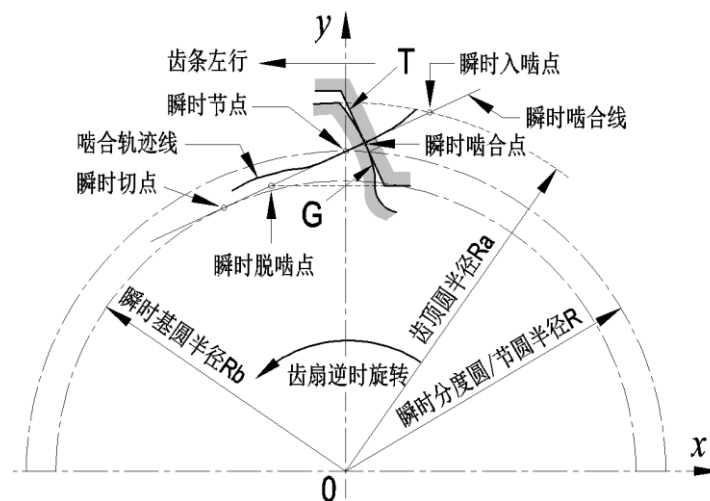


图 A 瞬时啮合线关系图

附录 B  
(资料性)  
齿廓的啮合传动状态例图

根据齿扇的对称性,对齿扇初设参数有效性检验,均以齿条或刀具左行(齿扇逆时针旋转)的啮合传动示意图为例,来进行设计和检验的,与齿条或刀具右行(齿扇顺时针旋转)的检验结果是等效的。

**齿扇逆时针转动,在转角约 $17\sim 18^\circ$ 和 $-14\sim -17^\circ$ 期间,接近齿扇大端面处,  
由于削顶加工,使前后齿均没有啮合,但其稳定性仍满足要求**

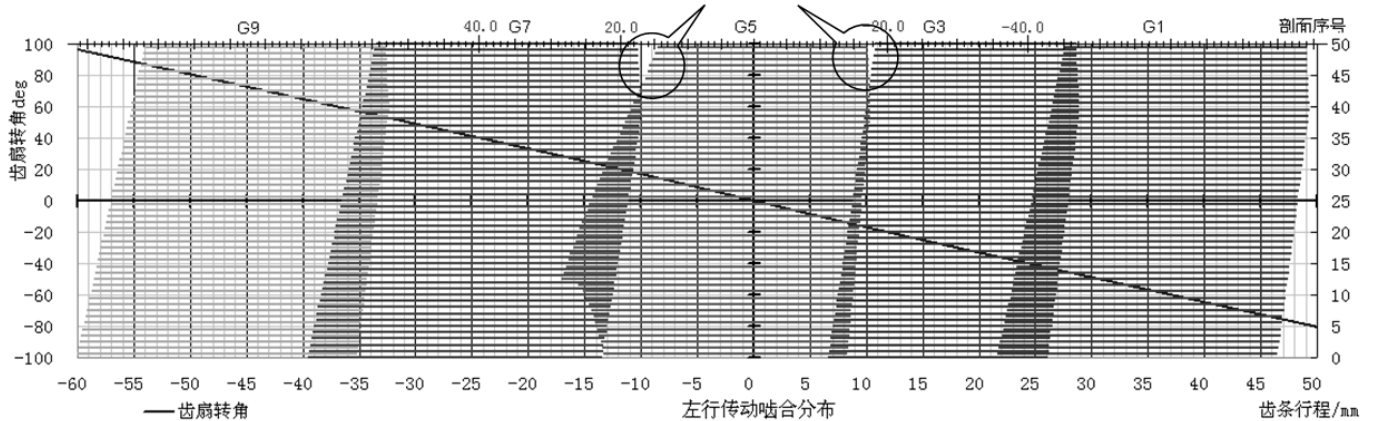


图 B.1 73-11G6.5-25-4.5-10.3B19.12-20.72/5-35 齿廓的变比传动啮合状态图

**齿扇逆时针转动,在转角约 $23\sim 25^\circ$ 期间,接近齿扇小端面处,  
因中间齿有较大根切,使前后齿均没有啮合,但其稳定性仍满足要求**

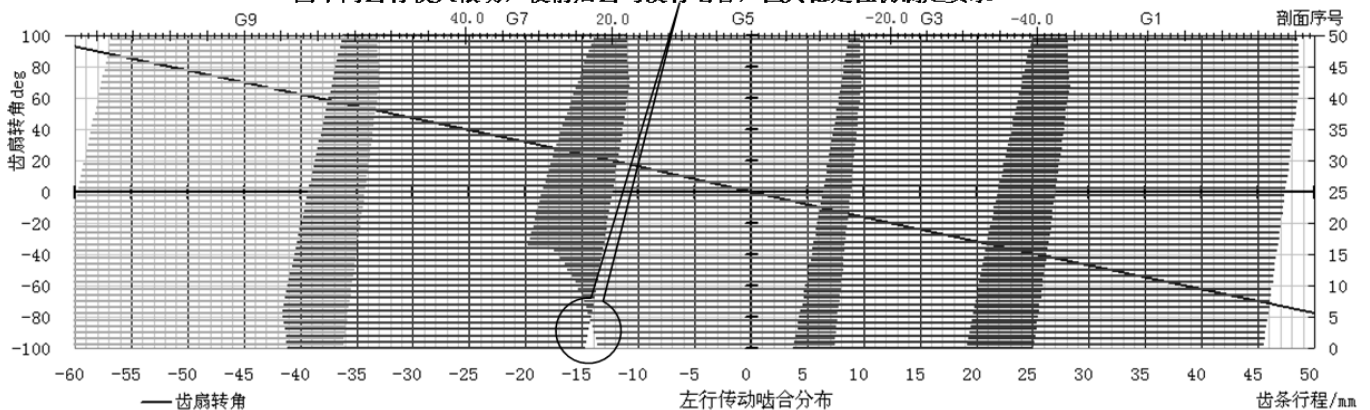


图 B.2 73-11G6.5-25-4.5-10.8B20.05-21.45/5-35 齿廓的变比传动啮合状态图



## 附录 C

(资料性)

## 产品总图/外形图中的传动关系例图

在产品总图或外形图中，所设计齿条与齿扇的啮合传动关系，包括：齿条与齿扇转角关系、单/双齿的啮合切换所对应齿条位置（分为：齿条左行和齿条右行，它们的位置关系不同），以及标明这些啮合传动的区域，与转向盘方向和转向区域的关系。

例图C中的齿条螺母下位移和上位移，分别对应齿条的左行位移和右行位移。

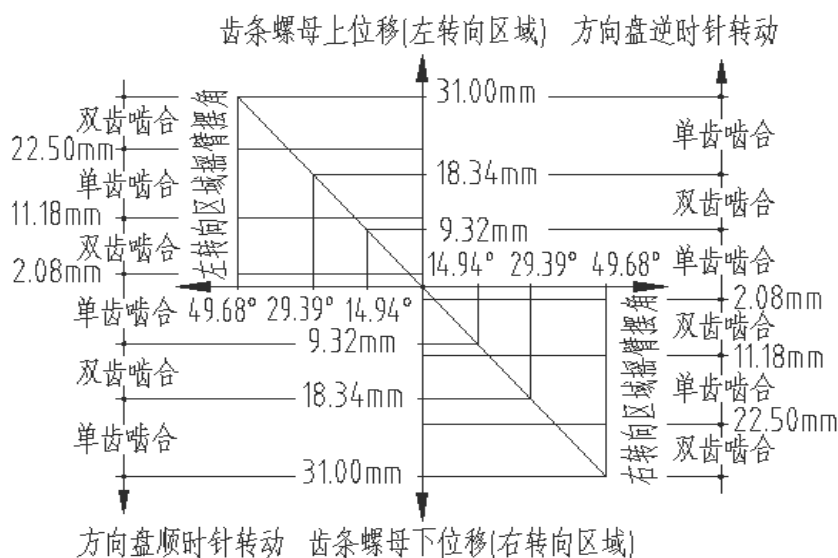


图 C 齿廓代号 73-11G6. 5-25-6. 5-11. 0A20. 42 的定比转向器传动关系图

## 附录 D

(资料性)

## 转向摇臂轴图中的定比/变比齿扇设计参数表

在转向摇臂轴图中，表达定比齿扇的设计参数如表 D.1，表达变比齿扇的设计参数如表 D.2。

表 D.1 定比齿扇设计参数表

参数名称	符号	数值
模数	$m$	
全齿数	$z$	
扇齿数	$z_1$	
分度圆压力角	$\alpha$	
切削角	$\theta_A$	
基准面变位系数	$x$	
齿顶高系数	$ha^*$	
顶隙系数	$c^*$	
分度圆直径	$d$	
基准面齿顶圆直径	$da$	
基准面齿根圆直径	$d_f$	
小端面变位系数	$x_0$	
大端面变位系数	$x_m$	
跨齿数	$k$	
大端公法线长度	$W_n$	
基准面分度圆弦齿厚	$S_c$	
安装中心距	$a$	

表 D.2 变比齿扇设计参数表

参数名称	符号	数值
中位中齿模数	$m$	
全齿数	$z$	
扇齿数	$z_1$	
分度圆压力角	$\alpha$	
切削角	$\theta_A$	
中位中齿基准面变位系数	$x$	
齿顶高系数	$ha^*$	
顶隙系数	$c^*$	
中位中齿分度圆直径	$d$	
基准面齿顶圆直径	$da$	
基准面齿根圆直径	$d_f$	
中位中齿小端面变位系数	$x_0$	
中位中齿大端面变位系数	$x_m$	
安装中心距	$a$	

## 附录 E

(资料性)

## 定比/变比的齿扇设计参数表

表 E 中的 G0-G1、G2-G3、G4-G5 分别代表左侧第一齿、第二齿和中间齿的齿顶宽；根据齿扇以中轴面的对称性，未列出的 G6-G7 和 G8-G9，分别与 G2-G3 和 G0-G1 相等；同时，在齿顶宽的长竖栏中填入四个数值，数值自上而下分别代表了齿扇小端、中间削顶（最小宽度）、削顶后大端和未削顶大端的齿顶宽。

表 E 齿扇设计参数表

齿廓代号	变比 量	变比起 止角度	齿别	齿顶高 系数 $h_a^*$	顶隙 系数 $c^*$	削顶径 $d_{am}/\text{mm}$	齿顶宽 mm			传动比曲线 (传动比与齿扇转角的数值关系)
							G0-G1	G2-G3	G4-G5	
			中齿							
			侧齿							
			中位中齿变位系数(小端面-中剖面-大端面)							
			中齿							
			侧齿							
			中位中齿变位系数(小端面-中剖面-大端面)							
			中齿							
			侧齿							
			中位中齿变位系数(小端面-中剖面-大端面)							

## 附录 F

(资料性)

## 定比/变比的齿扇展成加工关系表

在齿扇齿廓加工时，对应齿廓代号给出齿条刀具移动量与齿扇零件转角关系式，定比齿扇的展成加工关系如表 F.1，变比齿扇的展成加工关系如表 F.2。

表 F.1 定比齿扇的展成加工关系表

齿廓代号	展成关系式	齿廓代号	展成关系式

表 F.2 变比齿扇的展成加工关系表

齿廓代号	变比曲线结构	展成关系式

