

团 体 标 准

T/DLJX xxx—2023

电动循环球式转向器非偏心齿扇 参数设计指南

Designing guidance for non eccentric gear sector parameters of recirculating ball type
electrical power steering gear

点击此处添加与国际标准一致性程度的标识

(工作组讨论稿)

(本稿完成日期: 2023.06)

2023 - xx - xx 发布

2023 - 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
3.1 齿条与齿扇传动	1
3.2 非偏心齿扇	1
3.3 中轴面	1
3.4 中剖面	2
3.5 中位中齿	2
3.6 齿条齿廓和扇齿齿廓	2
3.7 齿条齿形角	3
3.8 瞬时啮合线	3
3.9 啮合轨迹线	4
4 齿条与齿扇传动关系	4
4.1 齿条与齿扇传动关系及结构	4
4.2 传动关系计算依据	5
4.3 定比传动	5
4.4 齿扇变比传动	6
4.5 齿条的有效行程	6
5 初设齿扇参数	6
5.1 配对齿条参数	6
5.2 齿扇通用参数	6
5.3 初设齿扇参数	7
5.4 初设参数有效性	7
6 扇齿的廓线设计步骤	7
6.1 设计步骤	7
6.2 建立坐标系	8
6.3 计算瞬时分度圆/节圆半径	9
6.4 计算瞬时啮合点坐标	9
6.5 计算扇齿廓线点坐标	11
6.6 保留有效廓线点	11
6.7 确定有效扇齿数	13
7 初设参数有效性检验	13

7.1	通则	13
7.2	齿顶宽检验	14
7.3	啮合传动验证	14
8	齿廓代号编写方法	15
8.1	编号规则	15
8.2	代号构成	15
8.3	转向器基本结构参数（第一部分）	15
8.4	齿廓系列（第二部分）	16
8.5	齿扇全齿数（第三部分）	16
8.6	传动比代号（第四部分）	16
9	齿扇设计表达方式	16
9.1	语言交流表达方式	16
9.2	设计文件表达方式	16
10	齿扇基本加工参数	17
10.1	齿条刀具与齿扇工件	17
10.2	齿条刀具加工齿扇展成关系	18
10.3	加工数据表达方式	18
附录 A	（资料性） 齿廓的啮合传动状态示意例图	19
附录 B	（资料性） 产品总图/外形图中的传动关系示意例图	20
附录 C	（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 D	（资料性） 定比/变比的齿扇设计参数表	22
附录 E	（资料性） 定比/变比的齿扇展成加工关系表	23
附录 F	（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。

本文件参考了GB/T3374《齿轮基本术语》、GB/T1356《通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓》和T/DLJX xxx《电动循环球式转向器传动比设计要求》，以及与变齿厚渐开线齿轮传动和非圆齿轮传动相关的文献和技术资料而编写。

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、李再宏、纪帅、杜艳丽、高胜、张硕。

本文件为首次发布。

引 言

在电动循环球式转向器生产企业中，所采用转向摇臂轴非偏心齿扇部分，设计图纸中啮合传动特性的信息表达各不相同，以致于指导后续加工及向客户传递特性参数，会产生较大差异。而本文件统一表达的格式和内容，还以资料性附录形式，给出了在产品总图或外形图中的传动关系示意例图，及转向摇臂轴图中齿扇部分的设计参数表等模板表格，同时为指导扇齿的齿廓加工，又给出了定比和变比的齿扇展成加工关系表和变比齿廓的展成数据表等模板，便于生产及与客户交流。同时，按本文件方法，可对齿廓曲面数据的传动特性进行设计评估，为初设的齿扇结构参数提供优化依据，使优化后所设计的齿廓曲面数据，获得传动连续性、传动平稳性及承载能力的传动特性能满足要求，并能输出啮合传动的啮合点分布图，可直观判断其传动特性。

为了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。

本文件的分布机构提请注意，声明符合本文件时，可能涉及到 4.4.1、4.4.2、6.4、6.5、6.6.2.4、10.1、10.2 条，与 CN114611242A《循环球转向器变比齿扇齿廓曲面的设计方法及检验方法》和 CN114473074B《循环球式转向器偏心齿扇的传动比修正及展成加工方法》相关的专利的使用。

本文件的分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分布机构承诺，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指南

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、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,在转向摇臂轴非偏心齿扇部分的设计开发过程,以及整车厂等使用单位的应用选型过程。

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 3374	齿轮基本术语
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
T/DLJX xxx	电动循环球式转向器传动比设计要求

3 术语和定义

3.1

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

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(以下简称为“齿条”)与摇臂轴(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,故以下简称“齿扇”)的传动。

从传动特性方面可分为定比传动和变比传动,其中变比传动就是通过齿条与齿扇的变比传动来实现的;从实现变比的部件上,又可分为齿扇变比、齿条变比和齿条与齿扇同时变比,它们所对应的变比部件,可称为“变比齿扇”和或“变比齿条”。

3.2

非偏心齿扇 non eccentric gear sector

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。

注1:当齿扇齿廓曲面的几何中心线与摇臂轴中心线不重合而偏心的齿扇,称为偏心齿扇,此时偏心齿扇的齿廓曲面几何中心线是齿扇参数设计的基准中心线。

3.3

中轴面 axial centre section

指通过齿扇中心线,并与齿扇中间齿的中分面重合的平面。

齿扇所有齿廓线关于中轴面镜像对称，可使齿条与齿扇的齿廓啮合及传动，在两个方向上也是对称的，其传动特性一致。

3.4

中剖面 crossing centre section

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。

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： $n=0、1、2、\dots、48、49、50$ ，对应剖面的相关参数以脚标 n 表示，如：变位系数 $x_0、x_1、x_2、\dots、x_{48}、x_{49}、x_{50}$ ，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 centre tooth of gear sector

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。

它对变比传动相关参数具有代表意义，如：中位中齿模数、中位中齿基准面变位系数等，不作说明时，齿扇参数均指中位中齿参数。

3.6

齿条齿廓 tooth profile of rack

扇齿齿廓 tooth profile of gear sector

齿条齿廓（代号：T）与扇齿齿廓（代号：G）是一对瞬时共轭曲面。

在齿条与齿扇传动中，于其节点处作纯滚动，并在传动中，总是固定编号 i 的齿廓 G_i 与 T_i 配对啮合。如图1所示，在某一剖面上， G_1 与 T_1 、 G_3 与 T_3 、 G_5 与 T_5 、 G_7 与 T_7 、 G_9 与 T_9 总是固定啮合，它们是配对齿廓，这些配对啮合总是以齿条左行和齿扇逆时针旋转的传动； G_0 与 T_0 、 G_2 与 T_2 、 G_4 与 T_4 、 G_6 与 T_6 、 G_8 与 T_8 也总是固定啮合，也是配对齿廓，这些配对啮合总是以齿条右行和齿扇顺时针旋转的传动。在任意不同齿扇剖面上，无论是定比传动或是变比传动，它们的扇齿廓线均不相同；在同一个齿扇剖面上，当定比传动时，齿扇的各个齿廓线均相同，而当变比传动时，如图2所示，变比齿扇的各个同侧齿廓线均不相同。同时，变比传动的实质是齿条齿廓与扇齿齿廓的啮合，其瞬时节点变化而产生的，因此对齿条或齿扇的齿廓廓线按相关规则进行设计，即可形成符合要求的传动比曲线。基本规则如下：

- 当齿条齿廓为直线和扇齿齿廓为定基圆（所展成的渐开线）时，该啮合为定节点的定比传动，此时称齿条齿廓和扇齿齿廓均为定比齿廓；
- 当齿条齿廓为直线和扇齿齿廓为变基圆（所形成共轭点连续线）时，该啮合为变节点的齿扇变比传动，此时称扇齿齿廓为变比齿廓；
- 当扇齿齿廓为定基圆和齿条齿廓为非线性曲线，瞬时啮合处改变了啮合线角度，为变节点的齿条变比传动，此时称齿条齿廓为变比齿廓；
- 当齿条齿廓为多段直线齿廓，与其对应的扇齿齿廓为分段变基圆时，在同段中的啮合为变基圆而变节点的变比传动，相对不同段中的啮合，为变啮合角而变节点的变比传动。

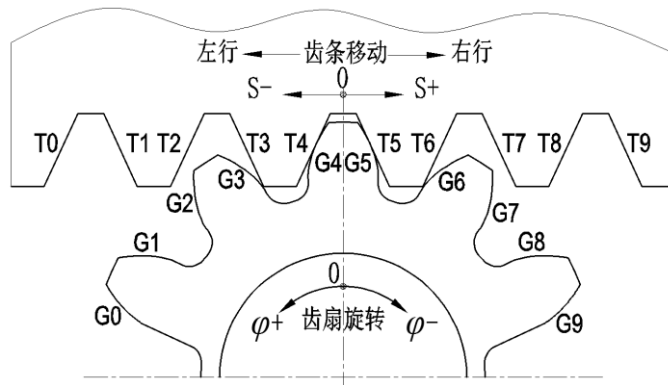


图1 在某一剖面上齿条齿廓与扇齿齿廓示意图

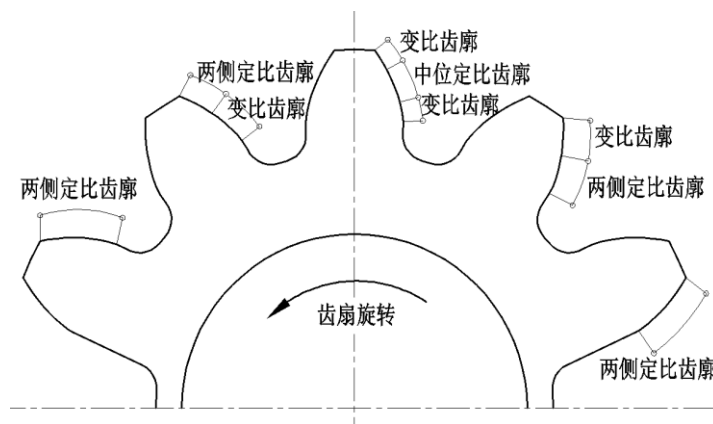


图2 齿扇逆时针旋转（齿条左行）的某一剖面上扇齿变比齿廓线分布示意图

3.7

齿条齿形角 profile angle of rack

α_T

齿条未安装前，齿条中线处的齿廓齿形角，单位为（°）。

当齿条与齿扇安装后，传动是以一个安装角（在齿扇上，称为：切削角） θ_A （°）进行啮合的，此时啮合状态的齿条齿形角为 α （°），才能与扇齿分度圆压力角 α （°）相匹配。其关系式如下：

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

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。

瞬时啮合线是开放线，它具有以下特征及规律：

- a) 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；
- b) 瞬时啮合线与扇齿廓线瞬时基圆相切；

- c) 瞬时啮合线与齿条的瞬时点廓线垂直；
d) 瞬时啮合线必通过齿条与齿扇啮合的瞬时节点；

注2: 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。

按图3所示, 在直角坐标系 $x-0-y$ 中, 当已知瞬时节点 $(0, R(\varphi))$, 可建立瞬时啮合线方程如下:

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

式中:

α —啮合状态的齿条瞬时齿形角或齿扇瞬时分度圆压力角 ($^\circ$);

$R(\varphi)$ —瞬时分度圆或节圆半径。

注3: 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 α 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 φ 变化。

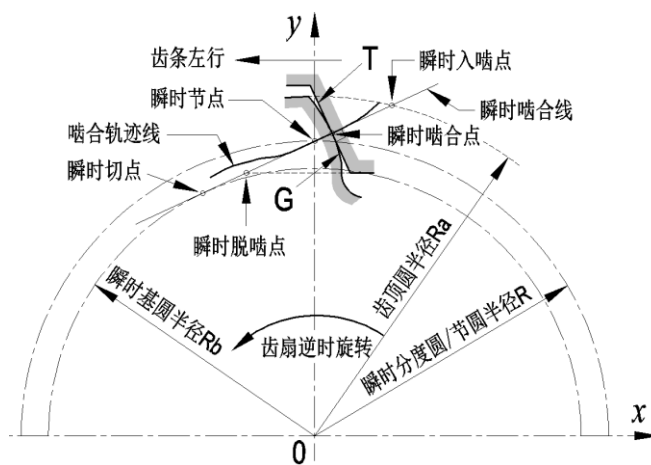


图3 与瞬时啮合线和啮合轨迹线相关特征参数的示意图

3.9

啮合轨迹线 engaging track

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。

当定比传动时, 齿条与齿扇参数均为固定的, 在传动的全过程中, 其瞬时啮合线均相同, 各个配对廓线的啮合轨迹线均为固定的直线, 与瞬时啮合线重合。

当变比传动时, 在变比区域的齿条与齿扇参数为变化的, 如图3所示, 其配对廓线的啮合轨迹线为曲线, 但在任意瞬时啮合点上, 仍符合瞬时啮合线的特征及规律。

4 齿条与齿扇传动关系

4.1 齿条与齿扇传动关系及结构

齿条与齿扇的传动关系, 专指齿条行程 s (mm) 与齿扇转角 φ ($^\circ$) 的关系。齿条与齿扇的传动关系、结构、布置、主要尺寸等见图4, 图中所涉及到的尺寸、参数等定义, 将被本文件全文所引用。

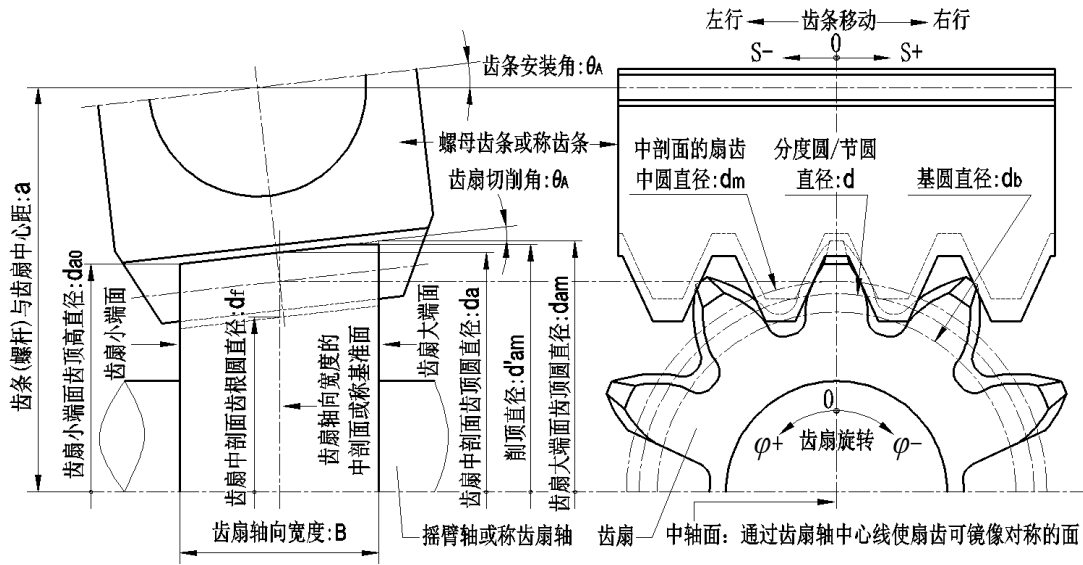


图4 齿条与齿扇传动及结构示意图

4.2 传动关系计算依据

按T/DLJX xxx《电动循环球式转向器传动比设计要求》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: φ_A (°); 2) 变比止点角度: φ_B (°); 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} (mm/°, $i_{pA} = \frac{P_h}{360} i_{wA}$) 6) 齿条与齿扇的两侧传动比: i_{pB} (mm/°, $i_{pB} = \frac{P_h}{360} i_{wB}$)	1) 转向器传动比: i_w ; 2) 齿条与齿扇传动比: i_p (mm/°, $i_p = \frac{P_h}{360} i_w$)
注4: 齿条行程与齿扇转角关系应符合: $ds = -i_p d \varphi \Rightarrow s(\varphi) = -\int_0^\varphi i_p d \varphi$	

4.3 定比传动

根据T/DLJX xxx《电动循环球式转向器传动比设计要求》中齿条与齿扇的定传动比表达式(6)，对它求解积分，可得定比传动的齿条与齿扇传动关系式如下：

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

式中：

m —齿扇模数 (mm)；

z —齿扇全齿数。

4.4 齿扇变比传动

4.4.1 线性变比传动的齿条与齿扇传动关系式

根据T/DLJX xxx《电动循环球式转向器传动比设计要求》中齿条与齿扇传动的线性变比曲线通用表达式(15)，对它求解积分，可得线性变比传动的齿条与齿扇传动关系式如下：

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

式中：

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

4.4.2 余弦变比传动的齿条与齿扇传动关系式

根据T/xxx xxx《电动循环球式转向器传动比设计要求》中齿条与齿扇传动的余弦变比曲线通用表达式(17)，对它求解积分，可得余弦变比传动的齿条与齿扇传动关系式如下：

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

式中：

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

4.5 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。

5 初设齿扇参数

5.1 配对齿条参数

- a) 模数 m (mm)：推荐为 6.0mm、6.5mm、7.0mm；
- b) 齿形角 α_T (°)：推荐为 25°、27°、28°、30°；为避免配对齿扇齿顶宽过小或需要较大传动比时，优先选择 25°；当需要较小传动比时，且配对齿扇大端变位系数不很大的情况下，才选择较大的压力角；
- c) 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 $\alpha_T=25^\circ$ ；
- d) 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 $hf^*=ha_0^*=1.00$ 。
- e) 中间齿槽宽缩减量 Δ (mm)：推荐为 0.15~0.30mm。

5.2 齿扇通用参数

- a) 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；将根据商用车的前轴荷，来确定所需转向器的最大输出力矩，再据此确定齿扇的模数，与齿条模数匹配；推荐为 6.0mm、6.5mm、7.0mm，其中，6.0、6.5 适用于中凹型变比曲线，6.5、7.0 适用于中凸型变比曲线；
- b) 分度圆压力角 α (°)：专指定比传动和齿扇变比传动时的齿扇分度圆压力角；它与齿条齿形角 $\alpha_T=25^\circ/27^\circ/28^\circ/30^\circ$ 匹配，但由于齿扇存在切削角，它们数值不同；
- c) 切削角 θ_A (°)：推荐为 4.0° 、 4.5° 、 5.0° 、 5.5° 、 6.0° 、 6.5° 、 7.0° ；为避免齿扇小端齿形被严重根切，变比传动时应选择较小切削角，优先选择 4.5° 或 5.0° ；定比传动优先选择 6.0° 或 6.5° ；

注5：当齿扇变比传动时所对应的变比曲线，可抽象地理解其模数是变化的，而中位传动比曲线所对应的模数则为常量值，具有代表意义。

注6：齿廓磨损后，切削角较小的齿扇，其调节补偿磨损间隙的行程较大，而切削角较大时则较小；但切削角较大时，其小端根切和大端齿顶变小的可能性也较大；同时为兼顾与变比有统一的齿扇坯料、刀具和设备参数，综合较佳的切削角为 4.5° 或 5.0° 。

5.3 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。

- a) 齿扇全齿数 z ：全齿数要与中位传动比、转向器螺杆和齿扇的中心距相匹配；
- b) 齿顶高系数 ha^* ：推荐为 0.70-0.85，所选系数值对齿顶宽影响较大；
- c) 顶隙系数 c^* ：推荐为 0.15-0.30，应符合 $c^*=1.00-ha^*$ ；
- d) 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；
- e) 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 $x=x_{25}$ ；它与转向器螺杆和齿扇的中心距相关；必要时需明确中位中齿小端面变位系数 x_0 和大端面变位系数 $x_m=x_{50}$ 。

注7：允许齿扇的全齿数为非整数；在螺杆和齿扇中心距一定的情况下，通常修改全齿数，来适应不同中位传动比要求，可满足产品通用性，但要注意是否严重根切和影响啮合传动特性；通常较小全齿数，适用于中凹型变比曲线，而较大全齿数，适用于中凸型变比曲线。

注8：允许中间齿与两侧齿选用不同的齿顶高系数，但优先选择相同的系数；齿顶高系数选择情况，将影响齿顶宽大小和啮合传动特性。

注9：为保证齿扇齿廓线完整，当选用齿条刀具展成加工时，刀具齿顶高系数 $ha_0^*=1.00$ ，它与齿扇 ha^* 和 c^* 的关系为：
 $ha_0^*=ha^*+c^*$ 。

注10：削顶加工，可使齿扇齿顶宽最小的位置，由齿扇大端处向小端方向移动，并且使齿顶宽最小值增大，可避免齿顶宽过小和位置极端而断齿。

5.4 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。

6 扇齿的廓线设计步骤

6.1 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（以下简称为“廓线”）来分别实现本文件4.3条、4.4条的传动关系，以满足T/DLJX xxx《电动循环球式转向器传动比设计要求》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 $h_{a0}^*=1.00$ 。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，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。

6.2 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 $x-O-y$ 和旋转直角坐标系 $x'-O-y'$ ，分别对应固定极坐标为 (ρ, θ) 和旋转极坐标为 (ρ', θ') 。将齿扇和齿条等零件及表征啮合传动关系的点、线、面，设置在如图3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，因此需要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
齿条行程	$S(\varphi), x=S(\varphi)$	在固定坐标系 $x-O-y$ 中，仅与齿扇转角 φ 相关。
中位中齿模数	m	与剖面 n 、齿条 i 、齿扇转角 φ 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 $x-O-y$ 中，仅与齿扇转角 φ 相关。
瞬时节点	$(0, R(\varphi))$	在固定坐标系 $x-O-y$ 中，仅与齿扇转角 φ 相关。
瞬时齿扇基圆半径	$R_b(\varphi)$	仅与齿扇转角 φ 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 $x-O-y$ 中，瞬时切点 (x, y) 仅与齿扇转角 φ 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 $x-O-y$ 中，瞬时啮合线方程与齿扇转角 φ 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 φ 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	$R_{an}=R_a(n)$	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 $x-O-y$ 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 $x-O-y$ 中，齿条齿廓线方程与剖面 n 、齿条 i 相关，且与齿条行程 $x=S(\varphi)$ 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 $x-O-y$ 中，与剖面 n 相关，而与齿条 i 无关，与齿顶圆 $R_a(n)$ 和齿扇转角 φ 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 $x-O-y$ 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 φ 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 $x-O-y$ 中，与剖面 n 、齿条 i 、齿扇转角 φ 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 $x'-O-y'$ 中，与剖面 n 、齿条 i 、齿扇转角 φ 均相关。

6.3 计算瞬时分度圆/节圆半径

6.3.1 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：

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

式中：

m —齿扇模数 (mm) ；

z —齿扇全齿数。

6.3.2 齿扇变比传动

当齿扇变比传动时，瞬时分度圆/节圆半径 $R(\varphi)$ 与齿条-齿扇瞬时传动比 $i_p(\varphi)$ 相关，将随齿扇转角 φ 变化， $R(\varphi)$ 表达式为：

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

式中：

$R(\varphi)$ —齿扇瞬时分度圆/节圆半径 (mm) ；

$i_p(\varphi)$ —齿条与齿扇瞬时传动比 (mm/°) 。

注11：齿条与齿扇瞬时传动比 $i_p(\varphi)$ ，按 T/DLJX xxx 《电动循环球式转向器传动比设计要求》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。

6.3.3 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：

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

注12：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： $\theta = 90^\circ - \varphi$ 。

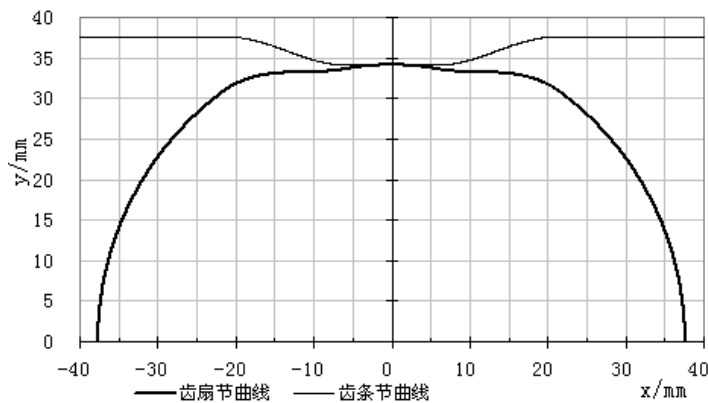


图5 节点曲线在直角坐标系 $x-O-y$ 中示意图

6.4 计算瞬时啮合点坐标

瞬时啮合点定义在固定坐标系 $x-O-y$ 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：瞬时啮合点要符合方程式 (2) 的关系。

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

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

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 $x-0-y$ 中表达式:

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

瞬时啮合点 (x_{n-i}, y_{n-i}) 在固定坐标系 $x-0-y$ 中坐标表达式:

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

6.5 计算扇齿廓线点坐标

齿扇固连在旋转坐标系 $x'-0-y'$ 中, 该坐标系也随齿扇旋转, 而扇齿廓线相对于旋转坐标系 $x'-0-y'$ 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 $x-0-y$ 与旋转坐标系 $x'-0-y'$ 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:

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

6.6 保留有效廓线点

6.6.1 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。

6.6.2 根切

6.6.2.1 根切原因

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。

6.6.2.2 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:

- 根据式(13)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;

- c) 计算齿条刀具 T_i 廓线齿顶点;
- d) 计算齿根过渡曲线切削点;
- e) 计算齿根过渡曲线展成点, 即: 齿根过渡曲线点。

6.6.2.3 齿根过渡曲线点表达式

- a) 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 $x-0-y$ 中表达式:

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

- b) 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 $x-0-y$ 中表达式:

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

- c) 齿根过渡曲线切削点 (x_{n-i-q}, y_{n-i-q}) 在固定坐标系 $x-0-y$ 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。

- d) 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 $x'-0-y'$ 中表达式:

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

6.6.2.4 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 $x'-0-y'$ 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 ρ_P , 在齿根过渡曲线点中提取与 ρ_P 最接近点 A , 以及提取 A 点的前点 B 。点 P 、 A 、 B 关系如图7所示, 判断 P 点是否被根切掉的关系式为式 (22)。

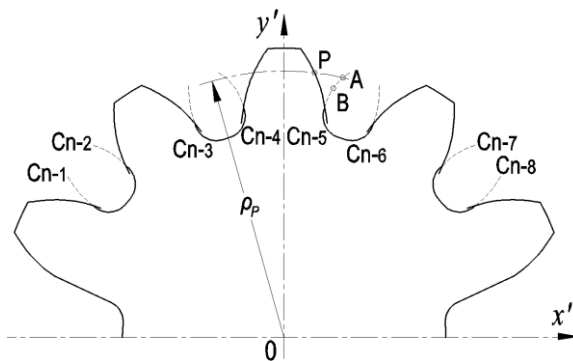


图7 齿廓线被根切示意图

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14: 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。

6.6.3 廓线修剪

由于变比传动的节点变化, 当前瞬时啮合点的极径, 若小于后面啮合点极径, 则按瞬时啮合点所生成的齿廓线点, 就会出现前面展成的廓线点, 将被后续刀具加工而修剪掉。这类廓线点是异常的, 需修剪掉(实际展成加工时, 也会被刀具修剪掉)。

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 $x'-O-y'$ 中的廓线点和齿根过渡曲线点, 模拟齿扇在固定坐标系 $x-O-y$ 中被齿条刀具推动旋转, 以齿扇转角 φ 为变量, 将这些点逆转化到固定坐标系 $x-O-y$ 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15: 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: $x'-O-y' \rightarrow x-O-y$		齿根过渡曲线点逆转化: $x'-O-y' \rightarrow x-O-y$	
	$x'-O-y'$	$x-O-y$	$x'-O-y'$	$x-O-y$
φ	(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 $x-O-y$ 中被修剪		齿根过渡曲线点在 $x-O-y$ 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
φ	$\frac{y_{n-i} \geq R(\varphi) + m(z/2 + x_n)}{x_{n-i} - s(\varphi) - m\pi(2i-9)/4} \geq \tan(\alpha)$	$y_{n-i} \geq m(z/2 + x_n - 1.00)$	$\frac{y_{n-i-g} \geq R(\varphi) + m(z/2 + x_n)}{x_{n-i-g} - s(\varphi) - m\pi(2i-9)/4} \geq \tan(\alpha)$	$y_{n-i-g} \geq m(z/2 + x_n - 1.00)$
注16: 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。				

6.7 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, 需通过本文件后续7.2条“啮合传动验证”中所输出的传动啮合状态示图来判断。

7 初设参数有效性检验

7.1 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。

7.2 齿顶宽检验

7.2.1 齿顶宽检验要求

由于齿扇中间齿在中位转向时负载较小，且都是回舵时入啮，该齿顶宽要求值较小；而侧齿均在大角度转向且负载较大时入啮，因此侧齿的齿顶宽要求值较大；同时，齿顶宽要与齿扇模数相匹配。具体要求见表6。

表6 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 S_{a-min}/mm	侧齿齿顶宽最小值 S_{a-min}/mm
6.0	≥ 1.9	≥ 2.7
6.5	≥ 2.2	≥ 3.0
7.0	≥ 2.5	≥ 3.3

7.2.2 齿顶宽计算方法

同一剖面上的扇齿廓线，在旋转坐标系 $x'-O-y'$ 中，每齿相邻左右廓线顶点的弧长，即为该齿齿顶宽；在不同剖面上，无论定比齿扇还是变比齿扇，它们齿顶宽均不相同，且靠近小端的齿顶宽总是大于靠近大端的；在同一剖面上，若是变比齿扇，中齿和侧齿的齿顶宽不同，而定比齿扇，则中齿和侧齿的齿顶宽相同。

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 (ρ', θ') 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7。

表7 齿扇 n 剖面上的各齿齿顶宽计算表

代号	在坐标系 $x'-O-y'$ 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7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6中的检验要求。

注17：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。

7.3 啮合传动验证

7.3.1 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：

- a) 传动连续性：前齿脱啮之前，后齿需已入啮，即：需保证在任意齿条行程点上，相邻齿廓啮合要重叠。
- b) 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，以下相同)。
- c) 承载能力：在任意齿条行程点上，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，会引起啮合宽度减小，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。

7.3.2 检验方法

按本文件6.6.2.4条“根切后剔除扇齿廓线点”和6.6.3条“廓线修剪”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 φ 和齿条行程 $S(\varphi)$ 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，此表可按剖面编号量化，形成附录A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。

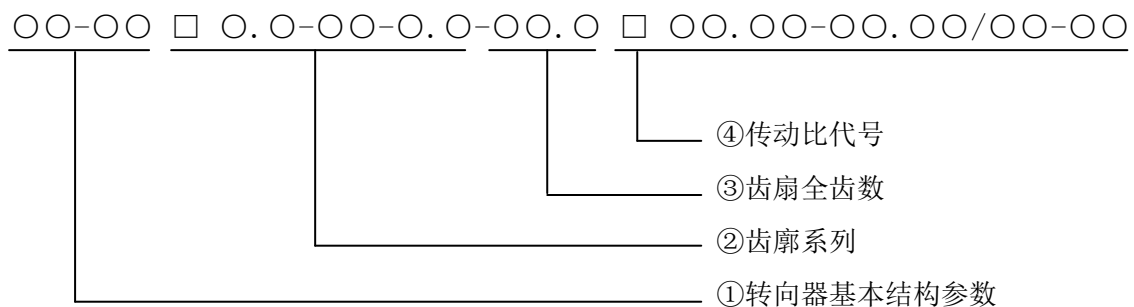
8 齿廓代号编写方法

8.1 编号规则

8.1.1 齿廓代号采用英文字母和阿拉伯数字组成。

8.1.2 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。

8.2 代号构成

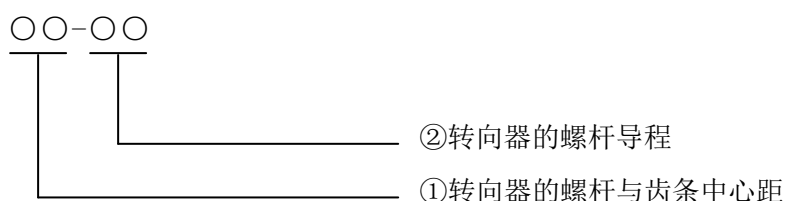


注18：□表示字母 ○表示数字。

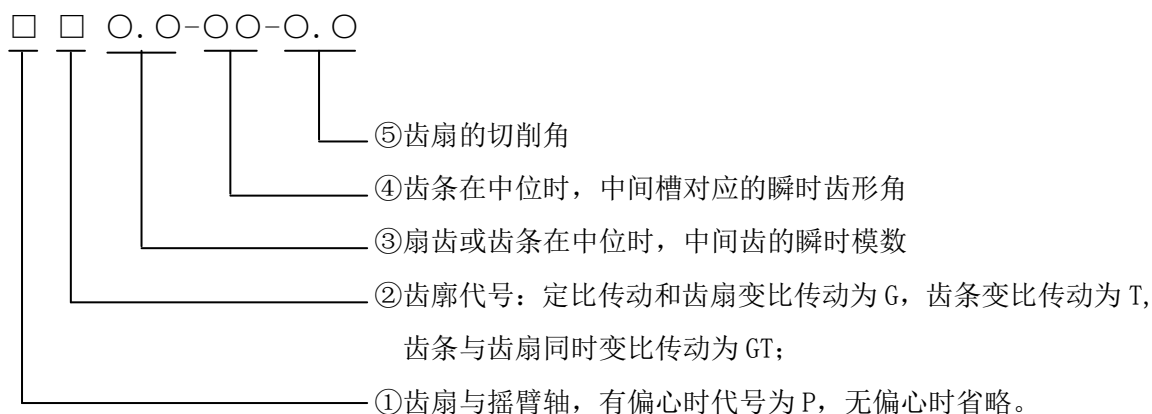
示例1：73-11G6.5-25-4.5-10.5B20.42-21.72/5-35

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，曲线结构形式为中凹型的（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。

8.3 转向器基本结构参数（第一部分）



8.4 齿廓系列（第二部分）



8.5 齿扇全齿数（第三部分）

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。

8.6 传动比代号（第四部分）

按T/DLJX xxx《电动循环球式转向器传动比设计要求》中第6章“传动比曲线代号编制方法”执行。

9 齿扇设计表达方式

9.1 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。

9.2 设计文件表达方式

9.2.1 设计图纸中

- 参考附录B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 xxx《电动循环球式转向器传动比设计要求》中的要求，绘出对应的变传动比曲线示图。
- 按附录C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 α 、切削角 θ_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 α 、切削角 θ_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 。

9.2.2 其它设计文件中

齿扇的相关设计，主要是为了校核计算、检验和指导加工等需求，在摇臂轴设计图纸中的结构尺寸和参数等，这些技术信息不能完整地满足上述需求，因此还需辅助技术信息予以支持。

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D、E、F表格是辅助技术信息的推荐内容。

10 齿扇基本加工参数

10.1 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。

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。

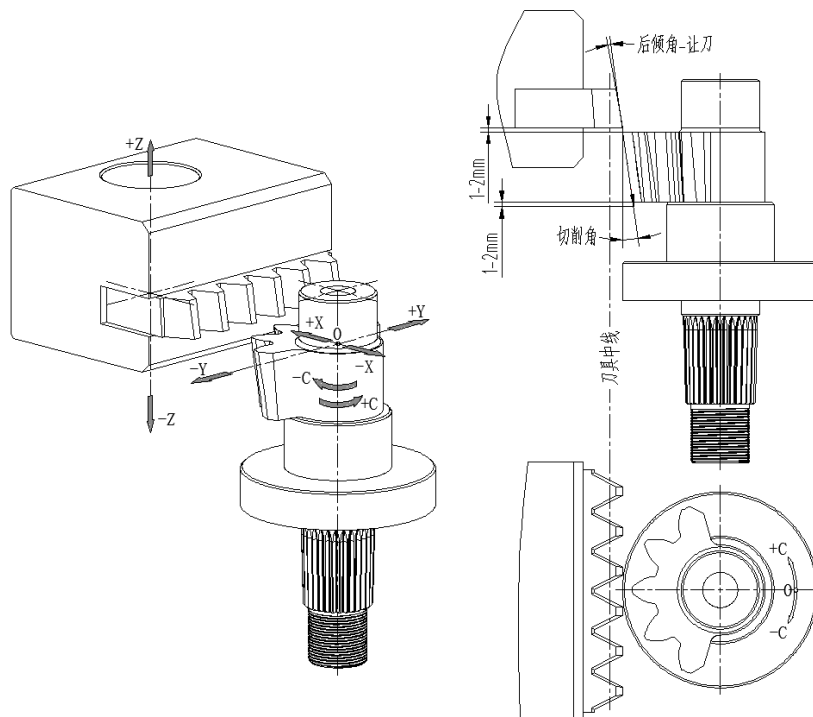


图8 齿条刀具与齿扇工件的示意图

10.2 齿条刀具加工齿扇展成关系

如图8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:°)与工作台沿Y轴横移(横移位置 y ,单位:mm)的运动关系。由于齿条行程与工作台沿Y轴横移的方向相反,再结合已确定的齿条行程与齿扇转角关系式(3)、(4)和(5),转化后加工齿扇展成关系通用公式如下。

3) 定比齿扇的加工展成关系式:

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

4) 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:

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

5) 余弦变比齿扇的加工展成关系式:

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

10.3 加工数据表达方式

按图8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结构形式和展成数据表,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。

附录 A
(资料性)
齿廓的啮合传动状态示意图

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 $17^{\circ}\sim 18^{\circ}$ 和 $-14^{\circ}\sim -17^{\circ}$ 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**

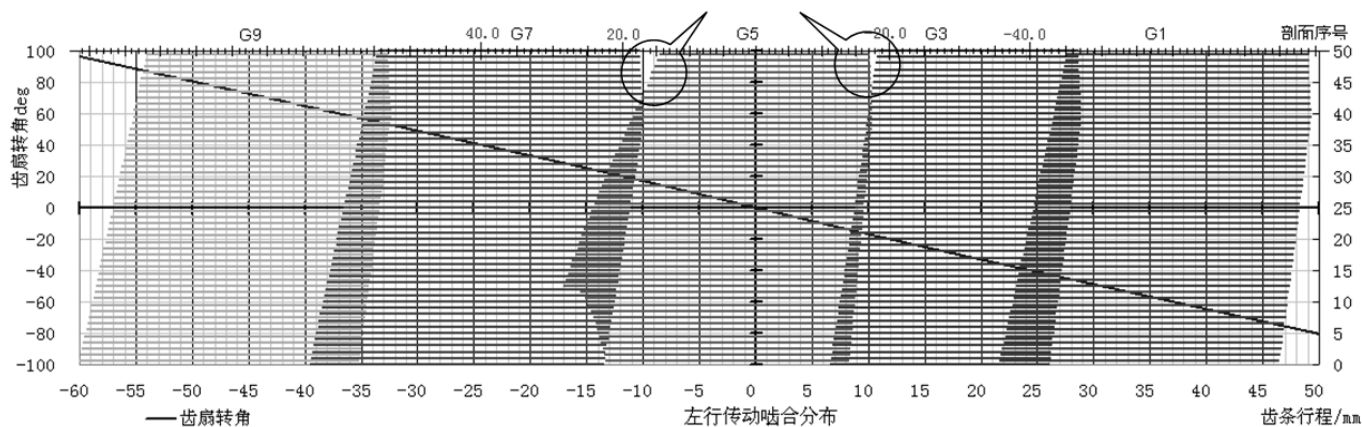


图 A.1 73-11G6.5-25-4.5-10.3B19.12-20.72/5-35 齿廓的变比传动啮合状态示意图

**齿扇逆时针转动,在转角约 $23^{\circ}\sim 25^{\circ}$ 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**

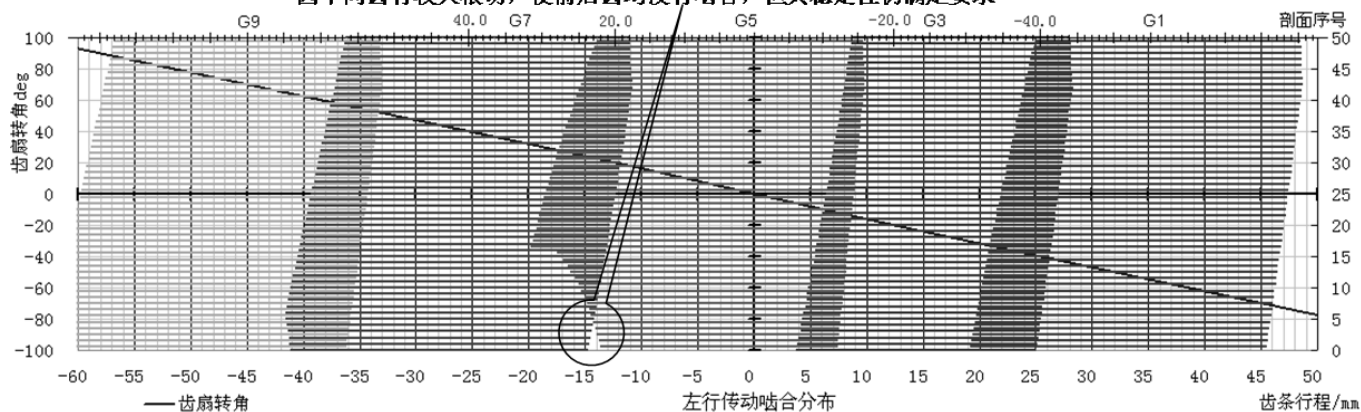


图 A.2 73-11G6. 5-25-4. 5-10. 8B20. 05-21. 45/5-35 齿廓的变比传动啮合状态示图

附录 B

(资料性)

产品总图/外形图中的传动关系示意例图

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B.1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。

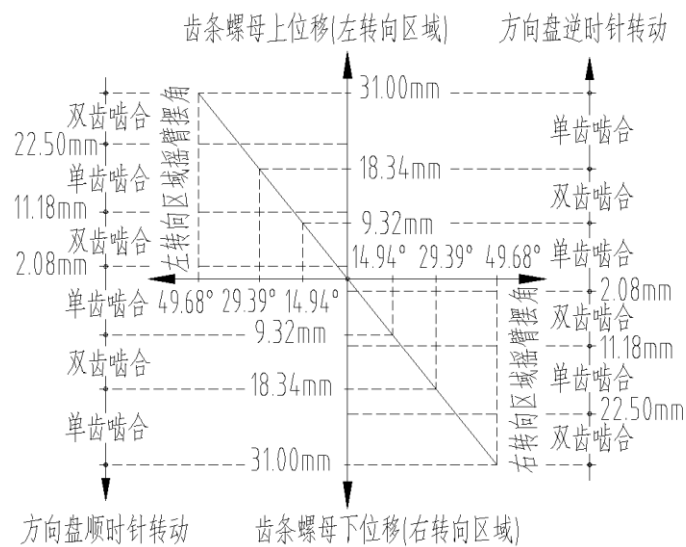


图 B.1 齿廓代号 73-11G6. 5-25-6. 5-11. 0A20. 42 的定比转向器传动关系示图

附录 C

(资料性)

转向摇臂轴图中的定比/变比齿扇设计参数表

表 C.1 定比齿扇设计参数表

模数	m	
全齿数	z	
扇齿数	z_1	
分度圆压力角	α	
切削角	θ_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 C.2 变比齿扇设计参数表

中位中齿模数	m	
全齿数	z	
扇齿数	z_1	
分度圆压力角	α	
切削角	θ_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 D

(资料性)

定比/变比的齿扇设计参数表

表 D.1 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，在齿顶宽栏中，自上而下的数值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 D.1 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}/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 E
(资料性)
定比/变比的齿扇展成加工关系表

表 E.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 E.1 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

