

团 体 标 准

T/DLJX xxx—2023

电动循环球式转向器传动比设计要求

Design requirement of ratio on recirculating ball type electrical power steering gear

(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	II
引言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
3.1 循环球式转向器传动	1
3.2 电动循环球式转向器角传动比	1
3.3 螺杆与齿条传动比	2
3.4 齿条与齿扇传动比	2
4 转向器二级传动比关系	2
4.1 第一级的螺杆与齿条传动比	2
4.2 第二级的齿条与齿扇传动比	2
4.3 转向器传动比	3
5 传动比曲线	4
5.1 传动比曲线	4
5.2 变比曲线结构形式	4
5.3 线性变比曲线表达式	5
5.4 余弦变比曲线表达式	5
6 传动比曲线代号编制方法	6
6.1 编号规则	6
6.2 代号构成	6
6.3 传动比曲线型式	6
6.4 中位传动比	7
6.5 两侧传动比	7
6.6 起点角度	7
6.7 止点角度	7
7 传动比设计原则	7
7.1 车辆需求	7
7.2 转向器限制	7
7.3 传动比设计原则	8
7.4 传动比设计有效性	9
8 设计表达方式	9

前 言

本文件按按照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 GB/T35360《汽车转向系统术语和定义》、QC/T29096《汽车转向器总成台架试验方法》、QC/T29097《汽车转向器总成技术要求》和 QC/T1081《汽车电动助力转向装置》，以及参考了，与循环球式转向器总成传动比相关的文献和技术资料而起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

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、王旭光、杜艳丽、张胜、高云超。

本文件为首次发布。

引 言

电动循环球式转向器主要用于电动轻卡等中小型商用车转向系统中,要求转向器传动比特性曲线与车辆转向特性能良好匹配,以实现较优的转向手感和操稳特性,而现有的行业标准等,并未提及这些要求,致使产品的传动比设计状态差异较大,不利车辆匹配的一致性。因此,有必要使生产单位和使用单位,统一技术要求。

为了在设计开发电动循环球式转向器总成的过程中,结合车辆转向需求和产品自身实际情况,能够较合理地确定转向器传动比,对与其相关的术语和定义、设计计算、代号编写、设计表达方式等进行规范和统一,以便为开发过程,提供设计依据和指导。

电动循环球式转向器传动比设计要求

1 范围

本文件规定了电动循环球式转向器总成传动比的术语及定义、转向器二级传动比关系、传动比曲线、传动比曲线代号编制方法、传动比设计原则、设计表达方式。

本文件适用于电动循环球式转向器总成生产单位和使用单位的设计开发及应用选择过程。

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 35360	汽车转向系统术语和定义
QC/T 29096	汽车转向器总成台架试验方法
QC/T 29097	汽车转向器总成台架技术要求
QC/T 1081	汽车电动助力转向装置

3 术语和定义

GB/T35360、QC/T29096、QC/T29097和QC/T1081中界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

循环球式转向器传动 **transmission of recirculating ball type steering gear**

是由二级部件所组成的传动，第一级为螺杆与螺母齿条（以下简称为“齿条”）的传动，第二级为齿条与摇臂轴（或称齿扇）的传动；从传动特性方面又可分为定传动比的传动（以下简称为“定比传动”）和变传动比的传动（以下简称为“变比传动”）。

3.2

电动循环球式转向器角传动比 **angle ratio of recirculating ball type electrical power steering gear**

i_w

电动循环球式转向器角传动比（以下简称为“转向器传动比”）是指转向器的输入轴转角增量与摇臂轴转角增量之比。

$$i_w = \frac{|d\theta_s|}{|d\varphi|} \dots\dots\dots(1)$$

式中：

θ_s —转向器输入轴转角或方向盘输入角度（°）；

φ —齿扇转角（°）。

注1：在本文件中，摇臂轴与其上的齿扇结构为同体结构件，可将摇臂轴转角与齿扇转角视为等效。

本文件中转向器输入轴转角方向的定义：与方向盘转角方向一致，以车辆直行时的中位为零点，顺时针为正，逆时针为负。

本文件中齿扇转角方向的定义：从摇臂轴输出端看，齿条中间齿槽正对齿扇中间齿时为零点，齿扇逆时针旋转为正，顺时针旋转为负。

注2：本文件中的齿扇转角零点与转向器输入轴转角零点重合。

3.3

螺杆与齿条传动比 ratio of screw and rack

i_g

是指螺杆转角增量与齿条行程增量之比，单位为 $(^\circ)/\text{mm}$ 。

$$i_g = \frac{|d\theta_s|}{|ds|} \dots\dots\dots(2)$$

式中：

θ_s —转向器输入轴转角 $(^\circ)$ ；

s —齿条行程 (mm) 。

注3：在本文件中螺杆与转向器输入轴为扭杆连接的同体件，将螺杆转角与转向器输入轴转角视为等效。

本文件中齿条行程方向的定义：使转向器的齿条在齿扇上方且螺杆轴线水平放置后，再从摇臂轴输出端看，齿条中间齿槽正对齿扇中间齿时为零点，齿条向右移动为正，向左移动为负。

注4：本文件的齿条行程零点与齿扇转角零点重合。

3.4

齿条与齿扇传动比 ratio of rack and gear sector

i_p

是指齿条行程增量与齿扇转角增量之比，单位为 $\text{mm}/(^\circ)$ 。

$$i_p = \frac{|ds|}{|d\phi|} \dots\dots\dots(3)$$

4 转向器二级传动比关系

4.1 第一级的螺杆与齿条传动比

由于螺杆与齿条传动中的螺杆导程是固定的，因此螺杆每旋转一周则齿条移动行程为一个螺杆导程，再根据式(2)可得如下的螺杆与齿条具体传动比关系式。

$$i_g = \frac{360}{P_h} \dots\dots\dots(4)$$

式中：

P_h —螺杆导程 (mm) 。

4.2 第二级的齿条与齿扇传动比

4.2.1 齿条与齿扇传动的通用关系

齿条齿廓与扇齿齿廓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，因此齿条推动齿扇旋转的关系，可用如下关系式描述。

$$|ds| = R(\varphi) \times \frac{\pi |d\varphi|}{180} \dots\dots\dots (5)$$

式中:

$R(\varphi)$ —齿扇瞬时分度圆半径或节圆半径 (mm)。

注5: 齿条与齿扇传动中的瞬时节点, 在齿扇的瞬时分度圆上。

4.2.2 齿条与齿扇的定传动比

当定比传动时, 齿扇的瞬时分度圆半径 $R(\varphi)$ 为定值, 根据式(5)可得如下的齿条与齿扇定传动比表达式。

$$i_p = \frac{\pi m z}{360} \dots\dots\dots (6)$$

式中:

R —齿扇分度圆半径或节圆半径 (mm), R 为定值;

m —齿扇模数 (mm), m 为定值;

z —齿扇全齿数, z 为定值。

4.2.3 齿条与齿扇的变传动比

当变比传动时, 由于螺杆与齿条的传动比无法改变, 仅能通过齿条与齿扇的传动比变化, 来实现转向器的变比传动; 此时, 齿扇的瞬时分度圆半径 $R(\varphi)$ 为变化值, 根据式(5)可得如下的齿条与齿扇变传动比的通用表达式。

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

齿扇的瞬时分度圆半径 $R(\varphi)$ 的变化, 可理解为: 由齿扇瞬时模数 $m(\varphi)$ 或齿扇瞬时全齿数 $z(\varphi)$ 引起的, 进一步可将式(7)进行简化。

当由齿扇瞬时模数 $m(\varphi)$ 引起时, 根据式(7)可将螺杆与齿条的变传动比简化为如下关系式。

$$i_p(\varphi) = \frac{\pi z}{360} \times m(\varphi) \dots\dots\dots (8)$$

式中:

$m(\varphi)$ —齿扇瞬时模数 (mm);

z —齿扇全齿数, z 为定值。

当由齿扇瞬时全齿数 $z(\varphi)$ 引起时, 根据式(7)可将螺杆与齿条的变传动比简化为如下关系式。

$$i_p(\varphi) = \frac{\pi m}{360} \times z(\varphi) \dots\dots\dots (9)$$

式中:

m —齿扇模数 (mm), m 为定值;

$z(\varphi)$ —齿扇瞬时全齿数。

4.3 转向器传动比

4.3.1 转向器传动比的通用关系式

转向器传动比是由上述二级传动所叠加而成的, 有如下通用关系式。

$$i_w = \frac{|d\theta_s|}{|d\varphi|} = \frac{|d\theta_s|}{|ds|} \times \frac{|ds|}{|d\varphi|} = i_g \times i_p \dots\dots\dots (10)$$

4.3.2 转向器定传动比

$$i_w = \frac{\pi m z}{P_h} \dots\dots\dots (11)$$

4.3.3 转向器变传动比

当以齿扇瞬时模数 $m(\varphi)$ 为变化值时，由式(4)、(8)、(10)可得如下转向器变传动比关系式。

$$i_w(\varphi) = \frac{\pi z}{P_h} \times m(\varphi) \dots\dots\dots (12)$$

当以齿扇瞬时全齿数 $z(\varphi)$ 为变化值时，由式(4)、(9)、(10)可得如下转向器变传动比关系式。

$$i_w(\varphi) = \frac{\pi m}{P_h} \times z(\varphi) \dots\dots\dots (13)$$

5 传动比曲线

5.1 传动比曲线

传动比曲线包括两个方面：转向器传动比曲线和齿条与齿扇的传动比曲线。转向器传动比曲线是用于描述转向器传动比 i_w 与齿扇转角 φ 的关系示图；齿条与齿扇的传动比曲线是用于描述齿条与齿扇传动比 i_p 与齿扇转角 φ 的关系示图。定比传动的传动比曲线简称为“定比曲线”，变比传动的传动比曲线简称为“变比曲线”。因定比曲线是定值的直线图形，容易理解，故以下仅对变比曲线进行要求。

5.2 变比曲线结构形式

根据曲线结构形式，变比曲线可分为中凹型和中凸型；根据过渡段曲线形式又可进一步细分为线性、非线性（包括：余弦曲线型等）和分段组合曲线等型式。在设计变比曲线时，按以下中凹线性变比型、中凸线性变比型、中凹余弦变比型和中凸余弦变比型的四种变比曲线结构形式，应符合其中一种。

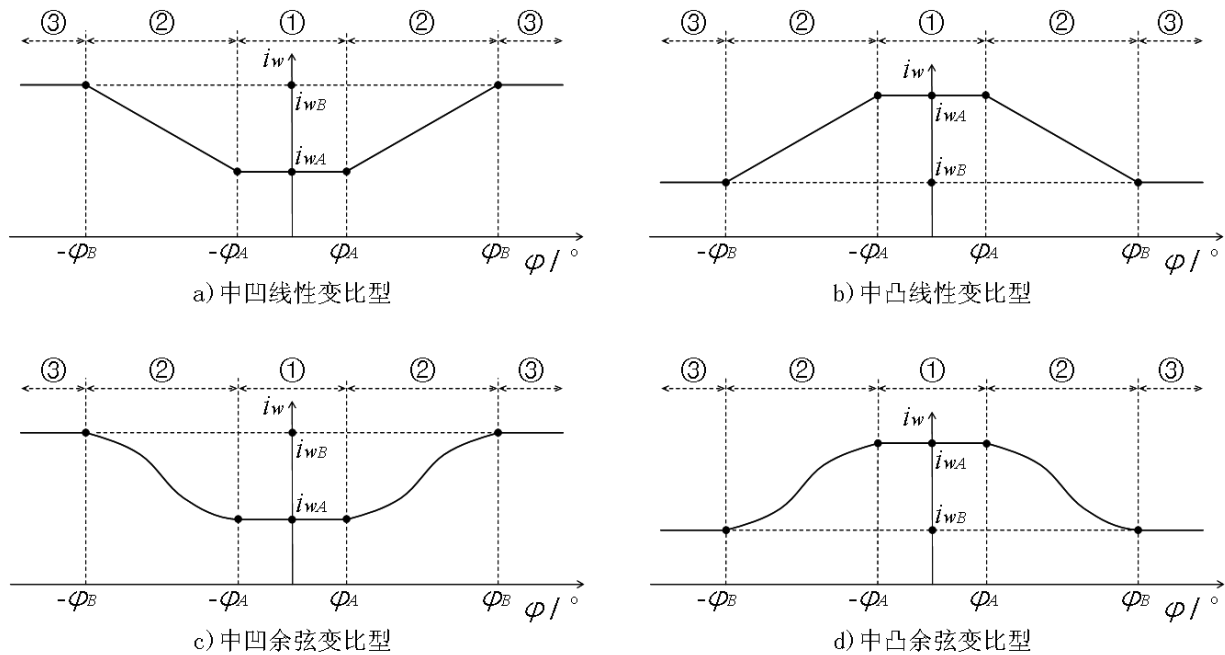


图1 转向器变比曲线结构示意图

图1中：①—中位定比区段，②—变比过渡区段，③—两侧定比区段， φ_A —变比起点角度（正值，单位： $^\circ$ ）， φ_B —变比止点角度（正值，单位： $^\circ$ ）， 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）。

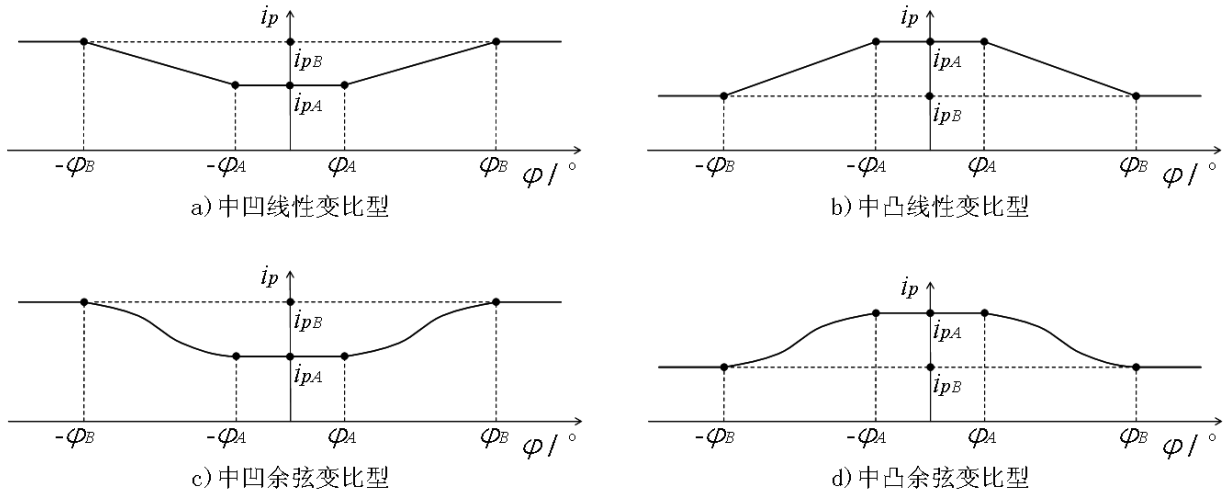


图2 齿条与齿扇传动的变比曲线结构示意图

图2中： i_{pA} —齿条与齿扇的中位定比区段传动比（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（简称：齿条与齿扇的两侧传动比），并且 $i_{pA} = \frac{P_h}{360} i_{wA}$ ， $i_{pB} = \frac{P_h}{360} i_{wB}$ 。

5.3 线性变比曲线表达式

转向器线性变比曲线通用表达式为：

$$i_w(\varphi) = \begin{cases} i_{wA} & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ i_{wA} + \frac{i_{wB} - i_{wA}}{\varphi_B - \varphi_A} (|\varphi| - \varphi_A) & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ i_{wB} & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \dots\dots\dots (14)$$

根据式（14）可得齿条与齿扇传动的线性变比曲线通用表达式如下：

$$i_p(\varphi) = \begin{cases} i_{pA} & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ i_{pA} + \frac{i_{pB} - i_{pA}}{\varphi_B - \varphi_A} (|\varphi| - \varphi_A) & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ i_{pB} & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \dots\dots\dots (15)$$

5.4 余弦变比曲线表达式

转向器余弦变比曲线的通用设计表达式为：

$$i_w(\varphi) = \begin{cases} i_{wA} & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ a_1 + a_2 \cos\left(\frac{\varphi_B - |\varphi|}{\varphi_B - \varphi_A} \pi\right) & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ i_{wB} & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \dots\dots\dots (16)$$

式中：

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

根据式（16）可得齿条与齿扇传动的余弦变比曲线通用表达式如下：

$$i_p(\varphi) = \begin{cases} i_{PA} & 0 \leq |\varphi| < \varphi_A \\ b_1 + b_2 \cos\left(\frac{\varphi_B - |\varphi|}{\varphi_B - \varphi_A} \pi\right) & \varphi_A \leq |\varphi| < \varphi_B \\ i_{PB} & \varphi_B \leq |\varphi| \end{cases} \dots\dots\dots (17)$$

式中：

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

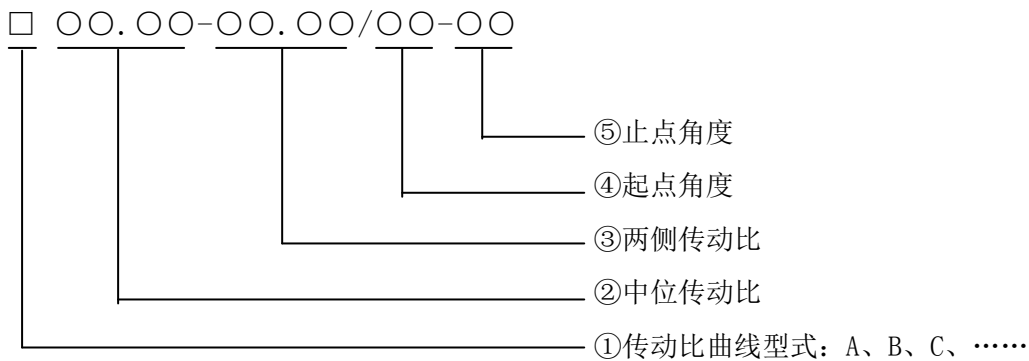
6 传动比曲线代号编制方法

6.1 编号规则

6.1.1 传动比曲线代号采用英文字母和阿拉伯数字组成。

6.1.2 传动比曲线代号由三部分组成，从左向右编写。第一部分表示传动比曲线型式，为该代号的引导字母，以 A、B、C、……表示；第二部分表示传动比变化范围，包括中位传动比和两侧传动比，其间用横线隔开；第三部分表示传动比变化的起止角度，其间用横线隔开；第二和第三部分用斜线隔开。

6.2 代号构成



注6：□表示字母 ○表示数字。

示例1：B20.42-21.72/5-35

转向器是变比传动，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）。该代号的传动比曲线称为：中凹余弦变比曲线。

6.3 传动比曲线型式

以A、B、C、……大写英文字母，表示定比传动或变比传动，也表示变比曲线的过渡段是线性的或余弦的或其它形式的。

- A—表示定比传动，其定比曲线在全转角范围内为恒定值；
 B—表示变比传动，其变比曲线过渡段为余弦曲线，该变比曲线称为余弦变比曲线；
 C—表示变比传动，其变比曲线过渡段为线性曲线，该变比曲线称为线性变比曲线；
 其它变比传动的传动比曲线形式，以大写字母D、E、F、……顺延来单独定义。

6.4 中位传动比

表示所设计转向器的中位传动比的实际值，小数点后保留二位；对于定比传动，该中位传动比则代表了全角度的传动比。

6.5 两侧传动比

表示所设计转向器是变比传动，才存在该两侧传动比；若两侧传动比大于中位传动比，其变比曲线结构为中凹型，反之为中凸型；针对定比传动时，则省略该两侧传动比。

6.6 起点角度

表示变比曲线过渡段起点角度的实际值；针对定比传动时，则省略该起点角度。

6.7 止点角度

表示变比曲线过渡段止点角度的实际值；针对定比传动时，则省略该止点角度。

7 传动比设计原则

7.1 车辆需求

转向器传动比对整车操纵稳定性影响很大，应最大限度地兼顾转向轻便性、灵敏性，高速中位转向沉稳性、低速大角度转向机动性、中位路感清晰度、中位冲击抑制性等要求，其定性关系见表1。

表1 传动比与车辆转向特性的定性关系表

转向器 传动比	车辆转向特性					
	轻便性	灵敏性	高速中位 转向沉稳性	低速大角度 转向机动性	中位转向 路感清晰度	中位冲击 抑制性
大	好	差	较差：手力过轻转向发飘	较差：转向圈数多	差	好
适中	适中	适中	适中	适中	适中	适中
小	差	好	较差：过于灵敏不宜操控	较好：转向圈数少	好	差

注7：在上表中，转向轻便性和中位冲击抑制性，与灵敏性、转向机动性和路感清晰度，是相互矛盾的，归纳即为“轻”与“灵”之间的矛盾，需折中兼顾。

注8：通常轻卡转向机动性要求为：转向盘圈数较佳为±2.0圈，最大极限为±2.5圈（少数车辆可接受±3.0圈），最小极限±1.5圈。

7.2 转向器限制

电动循环球式转向器传动比的设计值，应优先满足车辆需求，再考虑转向器自身结构及特性的限制。为了满足转向器通用性开发设计，传动比设计值将受到现有产品基础结构的约束，其定性关系见表2。

表2 转向器结构及特性对传动比影响的定性关系

转向器结构及特性	转向器传动比	要求
扇齿模数 m	与传动比成正比	应以满足车辆前轴荷需求的转向器输出力矩为前提，确定适当的扇齿模数，来保证其强度使转向器能输出足够的力矩。适用于轻卡的基本模数通常为：6.0、6.5、7.0mm。
齿扇全齿数 z	与传动比成正比	当螺杆与齿扇中心距一定时，应选择适当的全齿数来与其匹配，使齿扇大小端的变位系数较优，避免齿扇被严重根切及齿顶宽过小而强度不足。适用于轻卡的齿扇全齿数通常为：9-13。
螺杆导程 P_h	与传动比成反比	螺杆导程应根据转向器输出力矩和传动比的需求情况来确定。适用于轻卡的螺杆导程通常为：10-14mm。
齿条齿形角 α	齿形角较大，有利于变比量 [*] 提高	适用于轻卡的齿形角通常为：22-30°。
齿顶宽	与变比量相互影响	应与齿扇模数进行匹配，通常中间齿为回舵传动，允许较小，两侧齿则需较宽。
螺杆与齿扇中心距	中心距较大，有利于变比量提高	应根据转向器通用化设计和整车安装空间要求，来确定该中心距。适用于轻卡的中心距通常为：70-78。
齿条与齿扇传动特性： 连续性、稳定性	传动比变化量较大时，降低了传动重叠系数，以及会造成啮合不均而不稳定。	传动比曲线初步设计后，必须对传动特性进行验证，方可确定。应按各齿的传动啮合分布状态来判断。
注1：变比量= $ i_{wB}-i_{wA} $		

7.3 传动比设计原则

7.3.1 传动比设计原则

要兼顾车辆转向“轻”与“灵”之间的矛盾，转向器传动比的变化趋势可设计为减小（中凸型变传动比）、增大（中凹型变传动比）和保持不变（定传动比），同时还要考虑车辆转向轴荷的大小，应按以下要求进行选择。

- 灵敏性要求：**当轻卡车型的转向轴负荷较小（ $<2.0T$ ），并采用电动循环球式转向器时，驾驶员基本不会有转向沉重的问题，阻力矩基本由电动装置克服，变比转向器传动比值应比相同整车参数下定比转向器的传动比值小，以减少转向盘的总圈数，提高车辆的转向灵敏性，应采用中凸型变传动比曲线。
- 轻便性要求：**当轻卡车型的转向轴负荷较大时（ $\geq 2.0T$ ），转向阻力矩的增大会使其操纵轻便性问题突出，且会受限于电动循环球转向器螺杆齿条的超负荷能力，此时，变比转向器传动比值应比相同整车参数下定比转向器的传动比值大，以提高车辆的转向轻便性，应采用中凹型变传动比曲线。
- 车速因素：**在低速时，例如在停车或者车辆出库时车速低，为了减小方向盘的极限转角，往往会采用较小的传动比；在高速行驶时，采用大的转向传动比，会使前轮产生的转角相对较小，可以保证行车安全；若仅以车速因素为重点考虑对象，则应采用中凸型变传动比曲线。

7.3.2 传动比设计的基本推荐值

在本文件中，对轻卡等中小型商用车所采用电动循环球式转向器的传动比基本设计值，推荐如下：

- 中位传动比：18-21（定传动比也优先采用该范围，但还需综合相关因素后再确定）；

- b) 两侧传动比: $\text{Min}=14$, $\text{Max}=28$;
- c) 变比量: $\leq 30\%$ 中位传动比(通常变比量数值小于4);
- d) 变比的起点角度: $0-10^\circ$ (中高速直线行驶微调或小角度转向时,通常方向盘角度小于 180°);
- e) 变比的止点角度: $20-35^\circ$ 。

注9:通常情况下,应优先确定中位传动比,以满足车辆高速时中位转向的操稳特性,而两侧传动比则较多地应用于低速大角度转向,倾向于越小越好,使车辆转向圈数较少,但还需兼顾转向器自身的限制条件,所以并非变比量越大越好,在某些情况下,定比传动也具有选择性优势的,因此,这些参数最终都需与整车厂沟通确定。

7.4 传动比设计有效性

综合以上所设计的转向器传动比曲线是否合理,应结合后续转向器的齿条与齿扇设计参数和啮合传动来判断,必要时需调整传动比曲线设计,兼顾齿条与齿扇参数及齿廓廓线的设计有效性。

8 设计表达方式

在产品总图或外形图中,应对转向器变比曲线给出如图1所示的其中一种曲线图形,并在图中明确标注 $-\varphi_A$ 、 $-\varphi_B$ 、 φ_A 、 φ_B 、 i_{wA} 、 i_{wB} 等相关参数,以及标注齿扇转角的有效范围值。