

DOI: 10.7652/xjtuxb201710003

变传动比循环球转向器的参数设计方法

段东升, 毛世民, 郭正, 任重义, 郭文超, 郑维
(西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对变传动比转向器中齿条齿扇副的重合度、换向连续等多个设计目标不相关甚至矛盾的问题,提出了一种变传动比齿条齿扇副的设计方法。该方法以齿扇中间截面为设计出发点,得到的齿条和齿扇均是非圆的,克服了单纯以直齿条或渐开线齿扇作为设计出发点时设计不灵活的不足。首先,研究了重合度和换向角的计算方法,进而明确了参数设计目标,然后选取了齿扇中间截面上的相关参数作为设计参数,并分析了各参数对各设计目标的影响,最终提出了设计参数的寻优方法。对某款变传动比转向器的设计实例表明,该方法的齿条齿扇副满足传动连续和换向连续的要求,齿扇没有根切和齿顶变尖。所提方法设计自由度大,综合考虑了所有设计目标,设计过程方便快捷。

关键词: 循环球转向器; 变传动比; 齿条齿扇副; 参数设计

中图分类号: TH132.41 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)10-0014-05

Parameter Design Method of Variable Transmission Ratio Recirculating-Ball Steering

DUAN Dongsheng, MAO Shimin, GUO Zheng, REN Zhongyi, GUO Wenchao, ZHENG Wei
(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Focusing on the irrelevance and contradiction of different objectives such as contact ratio, reversing continuity and some other requirements, a design method for the rack-sector pair with variable transmission ratio is proposed. This method begins with the middle section of the sector, obtaining a non-circular rack and a non-circular sector and overcoming the deficiency of inflexible design brought by beginning with a spur rack or involute sector. The calculating methods of contact ratio and reversing angle are analyzed, and design objectives are then defined. Parameters of the middle section of the sector are selected as design parameters, and their impacts on design objectives are discussed respectively. An optimization strategy for design parameters is decided. A design case of a variable ratio steering indicates that the rack-sector pair obtained with this method can meet requirements of transmission continuity and reversing continuity, and the sector avoids undercutting and addendum pointing. The proposed design method takes all the requirements into consideration, has more degrees of design freedom, and performs efficiently and practically.

Keywords: recirculating-ball steering; variable transmission ratio; rack-sector gear; parameter design

使用定比循环球转向器的商用车存在低速大转向器较费力的问题。采用变比技术,可有效缓解低速大转向轻便性要求和高速直行灵敏性要求之间的矛盾^[1]。变传动比转向系统主要有线控式、电控式和机械式 3 种实现方式^[2]。线控转向系统可实现任意的传动比特性,但它取消了方向盘与转向器之间的机械连接,无法获得真实的路感,可靠性和安全性不如机械式,目前尚未普及应用。电控转向系统需要转角叠加机构来实现变传动比,结构复杂,占用空间大,制造及维护成本高,目前只在少数高端乘用车上有应用,不适合用在商用车上。相比之下,机械式变比转向器可靠性高、成本低,具有良好的市场需求。

目前,国外已经有了多款成熟的变比转向器产品,主要是以德国埃孚公司和美国福特公司为代表,但都没有公开设计和制造方法。文献[3-5]基于梯形传动比曲线和直齿条给出了齿扇齿廓计算方法,并推导了齿扇小端不根切的最小变位系数计算公式,但这种方法难以协调设计目标之间的矛盾,且对于非线性的传动比曲线,无法直接得到齿扇小端不根切的最小变位系数计算公式。文献[6]采用具有不同压力角的直齿条来包络齿扇,有利于协调根切与齿顶变尖的矛盾,但在两侧齿槽靠内侧齿廓的压力角增大时未考虑换向连续性的约束。文献[7-9]采用了一对渐开线齿扇副,主动齿扇作平移运动,从动齿扇偏心安装,运动中两齿扇的中心距逐渐增大,从动齿扇滞后,从而改变传动比,该方法无需特殊的刀具设计,但得到的传动比曲线形式固定、单一,无法根据实际情况设计相应的传动比曲线。

目前,对于转向器中变比齿条齿扇副的重合度、换向连续性问题,以及齿扇小端根切与大端齿顶变尖的矛盾问题,鲜有文献做出充分的考虑,而这些问题直接影响转向器的使用性能。本文将针对这些问题,提出设计方案及相应的参数设计方法。

1 传动比曲线

齿条齿扇副传动比的定义如下

$$i(\theta) = \frac{ds}{d\theta} \quad (1)$$

式中:ds 为齿条位移增量;dθ 为齿扇转角增量(汽车直行时,齿扇在中间位置,设此时转角为 0)。

为解决低速大转向费力的问题,传动比应随转向角的增大而增大,此外传动比曲线还应满足无拐点等基本条件。本文工作将以式(2)所示的传动比曲线为设计出发点

$$i(\theta) = \frac{i_{\max} + i_{\min}}{2} - \frac{i_{\max} - i_{\min}}{2} \cos\left(\frac{\pi}{\theta_{\max}}\theta\right) \quad (2)$$

式中:θ_{max} 为齿扇最大转角;i_{max} 为最大传动比;i_{min} 为最小传动比。

2 齿条齿扇副设计方案

循环球转向器中的齿条齿扇副如图 1 所示。

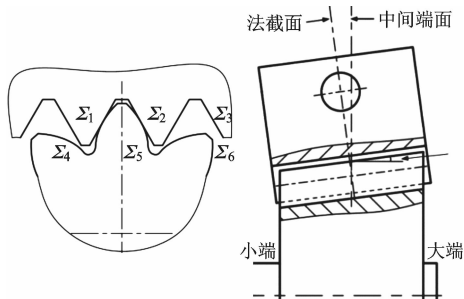


图 1 齿条齿扇副示意图

齿扇有 3 个齿,且为了便于消除齿条齿扇在中间位置的啮合间隙,控制啮合松紧度,齿扇一般具有切削角 δ,增加了设计难度。

在给定的传动比曲线下,已知某一齿廓,可根据啮合原理得到其理论共轭齿廓。设计时,齿条齿扇副必须要满足强度、重合度的要求,避免齿扇小端根切和大端齿顶变尖,同时还要考虑齿条在运动到极限位置后换向时的连续性。

用标准直齿条包络齿扇的方法,难以同时满足上述要求;用柱面齿扇包络齿条,得到的齿条非柱面,无法加工。本文采用的方案是:齿扇中间端面上 3 个齿廓为同一基圆的渐开线齿形,并由该端面齿廓按传动比曲线包络出齿条齿廓,再由齿条齿廓包络出齿扇其他端面齿廓。

3 传动连续性分析

3.1 重合度计算

在变传动比设计中,重合度的计算不能套用定比渐开线齿轮副的计算方法。

假设齿条从右极限位置推动齿扇运动到左极限位置,顺时针为转角正方向,在图 1 中,记:

θ_{li} 为齿扇齿面 Σ₄ 齿顶啮合时的齿扇转角;

θ_{lo} 为齿条齿面 Σ₁ 齿顶啮合时的齿扇转角;

θ_{mi} 为齿扇齿面 Σ₅ 齿顶啮合时的齿扇转角;

θ_{mo} 为齿条齿面 Σ₂ 齿顶啮合时的齿扇转角;

θ_{ri} 为齿扇齿面 Σ₆ 齿顶啮合时的齿扇转角;

θ_{ro} 为齿条齿面 Σ₃ 啮合齿顶时的齿扇转角。

从齿扇的小端到大端,等距选取若干个截面,分

别计算出相应的 θ_{li} 、 θ_{lo} 、 θ_{mi} 、 θ_{mo} 、 θ_{ri} 和 θ_{ro} 的值。计算方法为:对于进入啮合时的角度,求解啮合线与齿扇齿顶圆的交点,该交点即为该对齿廓进入啮合时齿顶点位置;对于退出啮合时的角度,求解啮合线与齿条齿顶线的交点,该交点即为该对齿廓退出啮合时齿顶点位置。然后,可得到各对齿啮合时的转角范围示意图,如图2所示。

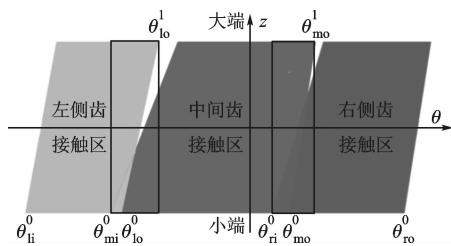


图2 各对齿啮合转角范围

图2中,各齿的接触区表示各齿在各端面上处于啮合状态的转角范围, θ^0 、 θ^1 分别表示小端和大端上的相应转角。从中可以发现,从小端到大端,各齿接触区的重叠部分越来越小。对于各个端面,若中间齿接触区和两侧齿接触区均有重叠,才能使该端面在转角范围内单向传动连续。记

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_1 &= \frac{\theta_{mi} - \theta_{mo}}{\theta_{mi} - \theta_{ri}} \\ \epsilon_2 &= \frac{\theta_{mi} - \theta_{mo}}{\theta_{lo} - \theta_{mo}} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: $\epsilon_1 > 1$ 表示该端面上中间齿与右侧齿传动连续; $\epsilon_2 > 1$ 表示左侧齿与中间齿传动连续。

端面重合度 ϵ 的计算公式为

$$\epsilon = \min(\epsilon_1, \epsilon_2) \quad (4)$$

齿条齿扇副保证总体重合度大于1的条件如下

$$\min(\theta_{lo}^1 - \theta_{mi}^0, \theta_{mo}^1 - \theta_{ri}^0) > 0 \quad (5)$$

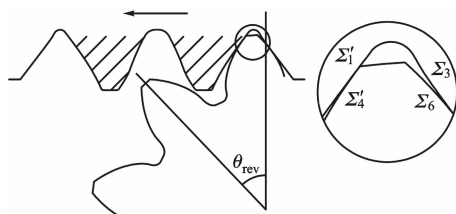
图3中矩形框的宽度越大,总体重合度就越大。

3.2 换向连续性

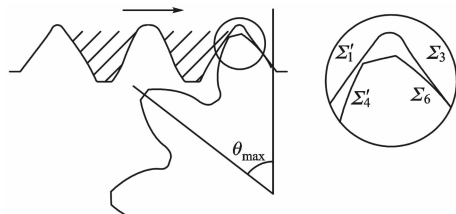
在齿条推动齿扇运动到极限位置时,要保证非工作面尚未脱开,以保证齿条换向过程连续。图3所示是一种换向不连续的情况。

图3a中,齿条向左推动齿扇, Σ_3 、 Σ_6 为工作面,此时齿扇的非工作面 Σ'_4 的齿顶刚好处于啮合状态,也即是非工作面 Σ'_1 、 Σ'_4 即将脱开。图3b中,齿条运动到极限位置,此时 Σ'_1 、 Σ'_4 已经完全脱开,齿条换向, Σ'_1 、 Σ'_4 变成工作面,将会出现齿条冲击齿扇顶部、传动不连续的情况。若单纯通过增加齿扇齿顶高来避免这种情况,容易导致齿顶变尖。

这里,将图3a中的齿扇转角记为换向角 θ_{rev} ,当且仅当 $\theta_{rev} > \theta_{max}$ 时,极限位置换向连续。



(a) 边齿非工作面即将脱开



(b) 齿条在左极限位置换向

图3 齿条换向不连续的情况

4 齿条齿扇副参数设计

4.1 设计目标、设计参数的选取及影响分析

4.1.1 设计目标 齿条齿扇副总体重合度大于齿扇小端重合度,小端重合度大于中间端面重合度,故使中间截面重合度大于1即可满足传动连续的要求。大端的换向角大于小端换向角,故使中间端面的换向角大于 θ_{max} 即可满足换向连续要求。此外,要尽量避免齿扇小端根切与大端齿顶变尖。

因此,在满足强度要求的基础上,提出如下齿条齿扇副的设计目标:

(1) 中间截面重合度 $\epsilon = \min(\epsilon_1, \epsilon_2) > 1$;

(2) 中间端面换向角 $\theta_{rev} > \theta_{max}$;

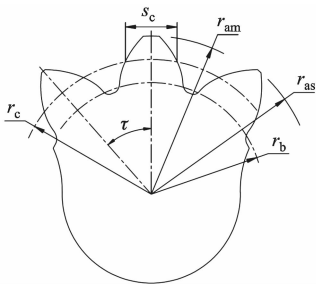
(3) 齿扇小端根切 b 范围小于 $1/10$ 齿宽;

(4) 齿扇不削顶时大端齿顶厚度 s_a 大于 1 mm 。

4.1.2 设计参数 根据齿条齿扇副的设计方案,齿扇中间端面的参数设计是出发点。对于传统的渐开线齿轮,其设计参数一般为模数 m 、压力角 α 、变位系数 x 、齿顶高系数 h_a^* 等。经过前期相关研究工作发现,选取标准齿轮的参数作为设计参数,设计方法不灵活,难以满足设计目标。本文选取齿扇中间端面的相关参数为设计参数,如图4所示。

4.1.3 设计参数对设计目标的影响 为了直观地分析各设计参数对设计目标的影响,取表1所示的设计算例,计算得到不同设计参数下的各设计目标的值,最终得到如图5所示关系曲线图。

从图5可以看出:增大齿距角,可增大换向角,但会降低重合度;增大基圆半径,可提高重合度,增



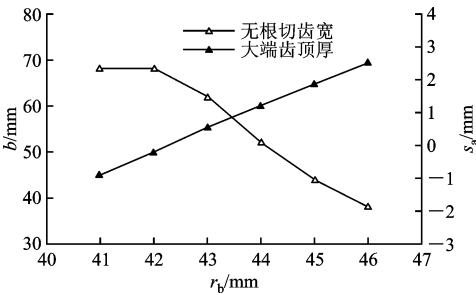
r_b 为基圆半径; τ 为齿距角; r_c 为基准圆半径; s_c 为基准圆上弧齿厚; r_{am} 为中间齿齿顶圆半径; r_{as} 为边齿齿顶圆半径
(初步设计时取 $r_{am}=r_{as}=r_a$)

图 4 设计参数示意图(齿扇中间截面)

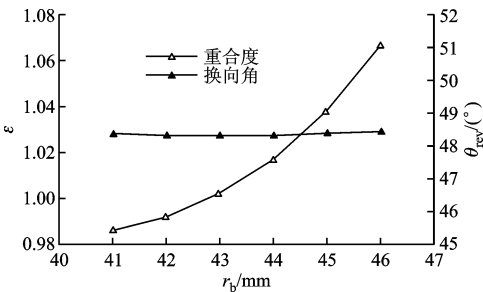
大齿顶厚,但可能会导致齿扇小端根切;增大齿扇齿顶圆半径,可增大重合度和换向角,但会减小大端齿顶厚。

表 1 设计算例参数

名称	数值
最大传动比 $i_{\max}/\text{mm}\cdot\text{rad}^{-1}$	56.3
最小传动比 $i_{\min}/\text{mm}\cdot\text{rad}^{-1}$	47.7
齿扇最大转角 $\theta_{\max}/(^{\circ})$	47.5
齿扇切削角 $\delta/(^{\circ})$	7.5
齿扇齿宽 B/mm	68.0
基准圆半径 r_c/mm	55.5
基准圆上弧齿厚 s_c/mm	17.5

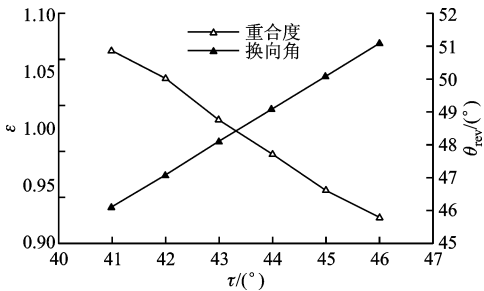


(a) 基圆半径对根切、齿顶厚度的影响



(b) 基圆半径对重合度、换向角的影响

综上所述,循环球变传动比转向器的参数设计



(c) 齿距角对重合度、换向角的影响

图 5 设计目标与设计参数的关系曲线

是多目标多参数的寻优问题,无法通过一次正向设计得到理想的结果。

4.2 参数设计方法

明确了设计目标、选定了设计参数之后,确定图 6 所示参数设计流程。

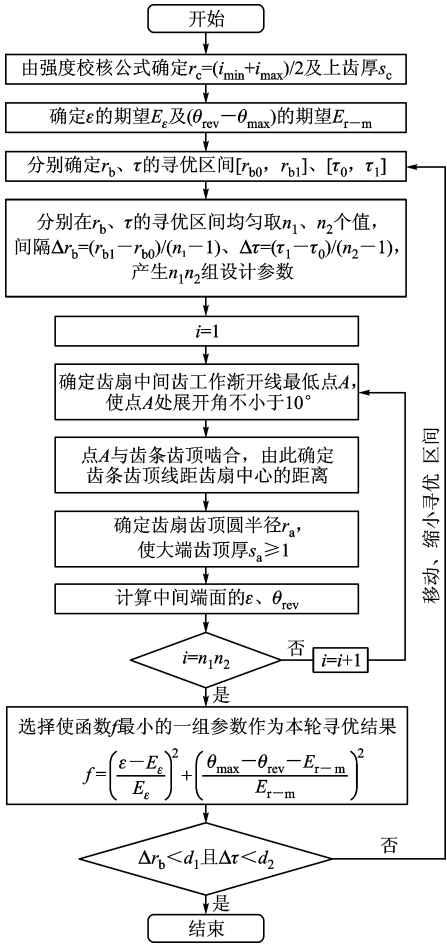


图 6 设计参数寻优算法流程

最小传动比 $i_{\min}$ 是节点到齿扇中心的最短距离,而节点始终都在基圆外,故可将 r_b 的初始区间设置为 $(i_{\min} \cos \alpha_{\max}, i_{\min} \cos \alpha_{\min})$,结合设计经验,可取 $\alpha_{\max}=32^{\circ}$ 、 $\alpha_{\min}=22^{\circ}$ 。使齿扇中间齿工作渐开线最低点处展开角不小于 10° ,是因为靠近基圆的渐开线齿

廓曲率大,参与接触会导致较大的接触应力。 d_1 和 d_2 是迭代结束的阈值,可根据寻优精度要求灵活选取。此外,由于该寻优过程没有考虑齿扇小端是否根切,故寻优结束后,要考察小端根切情况,若不满足设计目标(3),可适当调整寻优得到的设计参数,减小 r_b ,增大 r_a ,齿扇大端变尖后可削顶^[6]。

5 设计实例

结合某型号重卡的需求,得到设计的给定条件如下:齿扇最大输出扭矩 $T=8\,800\text{ N}\cdot\text{m}$, $i_{\max}=54.8\text{ mm/rad}$, $i_{\min}=46.1\text{ mm/rad}$, $\theta_{\max}=48^\circ$, $\delta=5^\circ$, $B=68\text{ mm}$ 。编程实现图 6 中设计参数寻优过程,可得到一组设计参数及设计目标值,如表 2 所示。

表 2 设计参数与设计目标

设计参数	数值	设计目标	数值
基圆半径 r_b/mm	41.6	重合度 ϵ	1.00
齿距角 $\tau/^\circ$	43.0	换向角 $\theta_{\text{rev}}/^\circ$	48.23
基准圆半径 r_c/mm	50.45	无根切齿宽 b/mm	68.00
弧齿厚 s_c/mm	20.5	大端齿顶厚 s_a/mm	1.16
齿顶圆半径 r_a/mm	61.5		
齿条齿顶线距齿扇中心距离 y_a/mm	41.2		

从表 2 可以看出,中间截面重合度为 1,换向角比齿扇极限转角大 0.23° ,齿扇无根切,大端未变尖,设计结果满足要求。根据啮合基本原理^[10],求出理论齿面和过渡曲面,如图 7 所示。

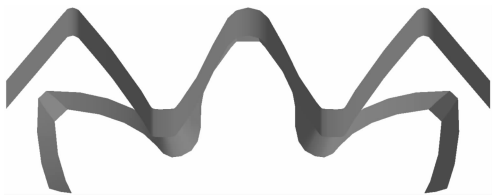


图 7 变传动比齿条齿扇副齿面(轴向视图)

6 结 论

(1)在一般的齿轮设计中,重合度大于 1 即可保证传动连续,但在变传动比齿条齿扇副的设计中,除了要重新给出重合度的计算方法,还要保证换向传动连续。

(2)基于“变齿条-变齿扇”的设计方案,齿扇中间截面的基圆半径、齿距角和齿顶圆半径等参数,对重合度、换向连续性以及根切、齿顶变尖等设计目标的影响是耦合的,本文提出的设计方法可以有效快

速找到一组满足目标要求的设计参数。

参考文献:

[1] BISHOP A E, BAXTER J. New rack and pinion steering design and manufacturing technology: SAE841199 [R]. 1984-10-04.

[2] 王先耀,上官兵,唐绍丰. 变传动比转向系在汽车上的应用 [J]. 农业装备与车辆工程, 2012, 50(7): 32-34.

WANG Xianyao, SHANGGUAN Bing, TANG Shaofeng. The application of variable transmission ratio steering system in automobile [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2012, 50(7): 32-34.

[3] 吴序堂,张振林,言鸿祥,等. 变传动比转向器齿轮副的传动原理及设计 [J]. 机械设计, 1990(2): 55-59.

WU Xutang, ZHANG Zhenlin, YAN Hongxiang, et al. Transmission theory and design of variable ratio steering gear [J]. Journal of Machine Design, 1990(2): 55-59.

[4] 吴序堂,王贵海. 非圆齿轮及非匀速比传动 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1997: 200-212.

[5] 贾巨民,唐天元,龚泽荣,等. 变速比齿扇加工原理的研究 [J]. 汽车工程, 1994(6): 365-369, 374.

JIA Jumin, TANG Tianyuan, GONG Zerong, et al. A study on manufacturing principle of variable speed ratio sector [J]. Automotive Engineering, 1994(6): 365-369, 374.

[6] YANAI T. Variable ratio steering gear: US4255980 [P]. 1981-03-17.

[7] 陈奎元,张越今,陈亚元,等. 汽车非线性变速比转向器 [J]. 汽车技术, 1996(8): 12-15, 22.

CHEN Kuiyuan, ZHANG Yuejin, CHEN Yayuan, et al. Nonlinear variable speed ratio steering gear in automobile [J]. Automobile Technology, 1996(8): 12-15, 22.

[8] ALEXANDRU P. The rack-pinion gears for steering gear box with variable transmission ratio [C]// Proceedings of the 12th IFtoMM World Congress. Besancon, France: [s. n.], 2007: 353-358.

[9] ALEXANDRU P, MACAVEIU D, ALEXANDRU C. A gear with translational wheel for a variable transmission ratio and applications to steering box [J]. Mechanism & Machine Theory, 2012, 52(2): 267-276.

[10] 吴序堂. 齿轮啮合原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 13-14, 58.

(编辑 杜秀杰)