

A New Type of Cycloidal Tooth Profile Design and Analysis of Harmonic Gear Drive

Wei Shi, Jigui Zheng, Tao Niu, Hongzhou Song

Beijing Research Institute of Precise Mechanics Controls, Beijing
Email: njshiwei@163.com

Received: Feb. 3rd, 2018; accepted: Feb. 18th, 2018; published: Feb. 28th, 2018

Abstract

Tooth on the meshing performance of harmonic drive has a significant impact, as a significant boost harmonic drive meshing performance, this paper uses common tangent type cycloid tooth profile as a new soft tooth profile, based on the enveloping method for accurate theory of conjugate new cycloid tooth harmonic drive conjugate area and the conjugate tooth profile, tooth shape parameters on the conjugated characteristics, the influence of the meshing clearance distribution trend and coincidence degree studies. The research results show that the proposed new cycloid tooth harmonic drive is two dissimilar to the size of the conjugate area, both “the secondary conjugate phenomenon” and “two point conjugate phenomenon” double conjugate tooth profile. The tooth profile meshing arc length is longer, more uniform distribution of the meshing clearance, coincidence degree is higher, meshing involute tooth profile is obviously better than the performance of harmonic drive.

Keywords

Harmonic Drive, Cycloid Harmonics, Conjugated Characteristics

新型摆线齿形谐波齿轮传动设计与分析

侍 威, 郑继贵, 牛 涛, 宋洪舟

北京精密机电控制设备研究所研发中心, 北京
Email: njshiwei@163.com

收稿日期: 2018年2月3日; 录用日期: 2018年2月18日; 发布日期: 2018年2月28日

摘 要

谐波传动齿形对其啮合性能具有显著影响, 为显著提升谐波传动啮合性能, 本文采用公切线式新摆线齿

形作为柔轮齿廓，基于包络法精确共轭理论对新摆线齿形谐波传动共轭区域与共轭齿廓，齿形参数对共轭特性的影响，啮合侧隙分布趋势以及重合度情况开展研究。研究表明，所提出的新摆线齿形谐波传动存在两个大小相异的共轭区、存在兼顾“二次共轭现象”与“二点共轭现象”的双共轭齿廓，该齿廓啮合弧长更长，啮合侧隙分布更均匀，重合度更高，啮合性能明显优于渐开线齿形谐波传动。

关键词

谐波传动，摆线谐波，共轭特性

Copyright © 2018 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

谐波齿轮传动[1]具有体积小，重量轻，传动比大，精度高，承载能力强等诸多优点，被应用到航空航天、机器人等众多高精尖领域。

谐波齿轮传动中啮合齿形对其性能的影响在众多影响因素中占主导地位[2]，目前在谐波传动中应用及研究的齿形主要有直线、渐开线、圆弧、S齿形、 β 齿形、摆线等，其中直线、渐开线齿形谐波传动[3]属于非完全共轭传动，共轭区小且受载变形时存在尖点啮合现象，其传动质量与啮合性能较差；苏联学者伊万诺夫[4]最早提出圆弧齿形谐波传动，该齿形显著改善了柔轮的齿根应力状况，提高谐波传动承载能力与扭转刚度，但是其刚轮采用一段凸圆弧与直线齿形，损失了部分啮合区；国内辛洪兵等学者[5] [6] [7] [8]提出了双圆弧谐波传动基本齿廓，并引进改进运动学法[9]、B矩阵法[10]简化了共轭齿廓求解过程，研究了双圆弧谐波传动齿廓参数对共轭齿廓、侧隙等性能影响。

日本学者 S. Ishikawa [11]采用齿条近似的假设，从不需变形而保证连续接触的角度出发，提出的基于曲线映射的 S 齿形，该齿形相对渐开线齿形啮合特性更好，对谐波传动啮合性能、承载能力等有很大的提高改善，但采用齿条近似的方法在一定程度上限制了其应用；袁安富[12]提出 β 齿形谐波齿轮传动，其仅针对齿形优化设计开展研究，没有开展工程化研制；摆线齿形谐波传动国内外学者研究相对较少，其中 Kondo [13]介绍了一种柔轮为摆线齿廓，刚轮为针轮的类似摆线针轮行星传动的谐波齿轮装置；Jeong KS [14]介绍了一种柔轮齿廓为摆线，刚轮齿为半圆形的摆线型谐波传动；国内的乐可锡[15]论证了柔轮与刚轮均应用摆线齿廓的可行性。

本研究综合考虑谐波传动齿形对其啮合特性的影响，以公切线式新摆线齿形作为研究对象，利用包络理论的精确算法对新摆线齿形谐波传动共轭区域与共轭齿廓开展研究，寻优找出能够兼顾“二次共轭现象”与“二点共轭现象”的双共轭齿廓，其次针对齿形参数对双共轭齿廓的包络区域与啮合弧长的影响，啮合侧隙分布趋势以及重合度情况开展研究，验证双共轭齿廓谐波传动的啮合特性，为谐波传动的设计改进提高一定的参考。

2. 新摆线齿廓方程

如图 1，原复合摆线齿廓[15]由内、外两段摆线组成，AB 段为外摆线、BC 段内摆线，该齿廓在 B 点处存在 0° 齿形角，因柔轮运动轨迹线呈一条类似内摆线的曲线[16]不存在与纵轴几近平行的区域，以在 B 点无法实现有效啮合，基于此现象，增大 B 点啮合角成为改进的必然趋势。

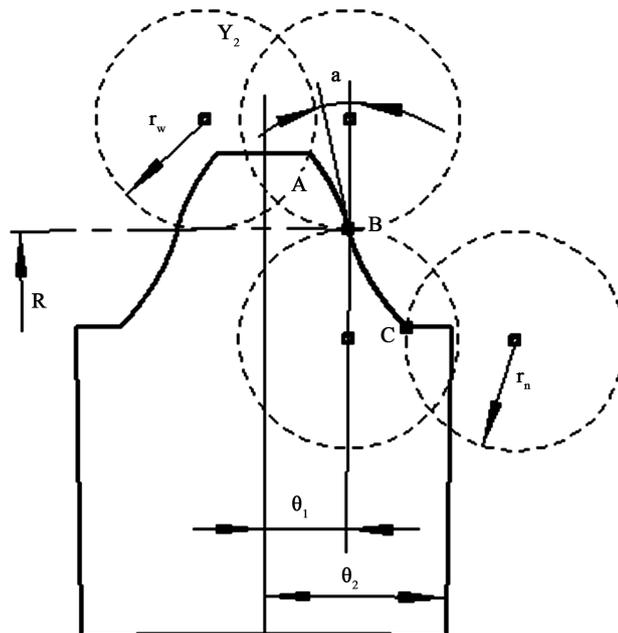


Figure 1. The original cycloid tooth profile
图 1. 原摆线齿形图

如图 2, 为获得非零齿形角的齿廓, 对原摆线起始位置进行调整从而获得不同的齿形角。取外摆线和内摆线切线斜率相等的点 E、F, 将 BE、BF 段摆线裁掉, 将剩余两段摆线调整位置后, 使 E、F 点切线与分度圆相交于 B 点处, 形成具有非零齿形角的新摆线齿廓。

柔轮新摆线齿廓主要由外摆线 AE、内摆线 FC 及公切线 EF 相连而成, 柔轮局部坐标系 $O_2X_2Y_2$ 中 Y_2 轴为柔轮轮齿对称轴, X_2 轴与柔轮的中面曲线相切, 表 1 中给出了柔轮齿廓参数定义。

1) 新摆线齿形 AE 齿顶段曲线在坐标系 $O_2X_2Y_2$ 中方程:

$$\begin{cases} X_w = U_{wx} - E_x + R \sin(\theta_1) \\ Y_w = U_{wy} - E_y + R \cos(\theta_1) - r_m \end{cases} \quad t_1 \in [t_E, t_A]$$

$$t_E = 2R\alpha / (R + 2r_w)$$

$$U_{wx} = -(R + r_w) \sin\left(\frac{r_w}{R} t_1 - \theta_1\right) + r_w \sin\left[\left(1 + \frac{r_w}{R}\right) t_1 - \theta_1\right]$$

$$E_x = -(R + r_w) \sin\left(\frac{2r_w\alpha}{R + 2r_w} - \theta_1\right) + r_w \sin\left[\frac{2\alpha(R + r_w)}{R + 2r_w} - \theta_1\right] + xb - xe$$

$$U_{wy} = +(R + r_w) \cos\left(\frac{r_w}{R} t_1 - \theta_1\right) - r_w \cos\left[\left(1 + \frac{r_w}{R}\right) t_1 - \theta_1\right]$$

$$E_y = +(R + r_w) \cos\left(\frac{2r_w\alpha}{R + 2r_w} - \theta_1\right) - r_w \cos\left[\frac{2\alpha(R + r_w)}{R + 2r_w} - \theta_1\right] + (yb - ye)$$

2) 新摆线齿形 EF 切线段曲线在坐标系 $O_2X_2Y_2$ 中方程:

$$\begin{cases} X_q = t_2 \\ Y_q = -\cot(\alpha)(t_2 - R \sin(\theta_1)) + R \cos(\theta_1) \end{cases} \quad t_2 \in [xe, xf]$$

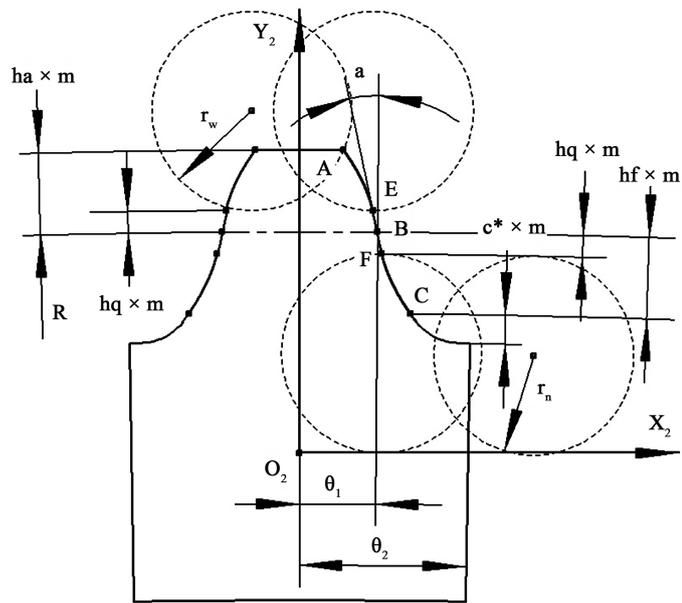


Figure 2. New cycloidal tooth profile
图 2. 新摆线齿形图

Table 1. Definition of the profile parameters of the new cycloid of the soft wheel
表 1. 柔轮新摆线齿廓参数定义

符号	名称	备注
z_r	齿数	
m	模数	
R	分度圆半径	$R = mz/2$
α	齿形角	
h_a	齿顶高系数	
h_f	齿根高系数	
h_q	切线高系数	
c^*	顶隙系数	
r_w	外滚圆半径	
r_n	内滚圆半径	
K	分度圆齿厚比	
θ_1	轮齿对应角度的一半	$\theta_1 = \pi m / [2R(K+1)]$
θ_2	齿槽对应角度的一半	$\theta_2 = \pi / z_r - \theta_1$
t_1, t_3	外、内滚圆转过的角度	
x_e, y_e	E 点 X、Y 坐标值	
x_f, y_f	F 点 X、Y 坐标值	
x_b, y_b	B 点 X、Y 坐标值	

3) 新摆线齿形 FC 齿根段曲线在坐标系 $O_2X_2Y_2$ 中方程:

$$\begin{cases} X_n = U_{nx} - F_x + R \sin(\theta_1) \\ Y_n = U_{ny} - F_y + R \cos(\theta_1) - rm \end{cases} \quad t_3 \in [t_F, t_C]$$

$$t_F = 2R\alpha / (R - 2r_w)$$

$$U_{nx} = (R - r_n) \sin\left(\frac{r_n}{R} t_3 + \theta_1\right) - r_n \sin\left[\left(1 - \frac{r_n}{R}\right) t_3 - \theta_1\right]$$

$$F_x = (R - r_n) \sin\left(\frac{2r_n\alpha}{R - 2r_n} + \theta_1\right) - r_n \sin\left[\frac{2\alpha(R - r_n)}{R - 2r_n} - \theta_1\right] + xb - xf$$

$$U_{ny} = (R - r_n) \cos\left(\frac{r_n}{R} t_3 + \theta_1\right) + r_n \cos\left[\left(1 - \frac{r_n}{R}\right) t_3 - \theta_1\right]$$

$$F_y = (R - r_n) \cos\left(\frac{2r_n\alpha}{R - 2r_n} + \theta_1\right) + r_n \cos\left[\frac{2\alpha(R - r_n)}{R - 2r_n} - \theta_1\right] + yb - yf$$

由于刚轮齿根曲线由柔轮 AB 段外摆线包络形成, 从增强刚轮齿根强度出发, r_w 越小越好, 但是 r_w 大小受到柔轮齿顶厚度不小于 $0.25m$ (m 为模数) 限制, 故有以下表达式:

$$\begin{cases} X_{wa} = R_a \sin(\theta_0) \\ Y_{wa} = R_a \cos(\theta_0) - r_m \end{cases}$$

式中: θ_0 为柔轮齿顶厚对应的圆心角的一半, $\theta_0 = 0.25m / (2R_a)$, 由上式可求出满足确定 r_w 值与所需滚过角度 t_0 。

3. 新摆线谐波传动共轭特性分析

综合考虑谐波传动轮齿齿廓、弹性变形、共轭理论等因素, 采用新型摆线齿廓作为柔轮齿廓, 基于包络法精确共轭理论[17]求解表 2 参数的柔轮摆线齿廓的共轭解, 获得如图 3 所示的 2 条共轭解曲线, 如图 4 所示的共轭齿廓。为更加直观的反映新齿形的啮合状态, 图 5 给出了柔轮齿相对于刚轮齿槽的啮合运动轨迹图。

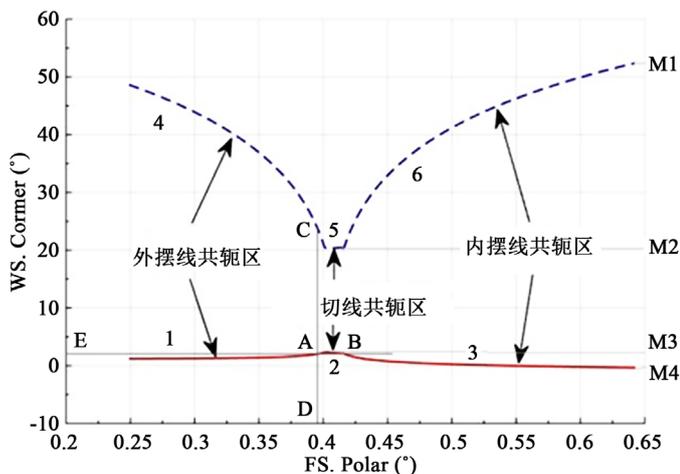


Figure 3. Conjugate area diagram

图 3. 共轭区域图

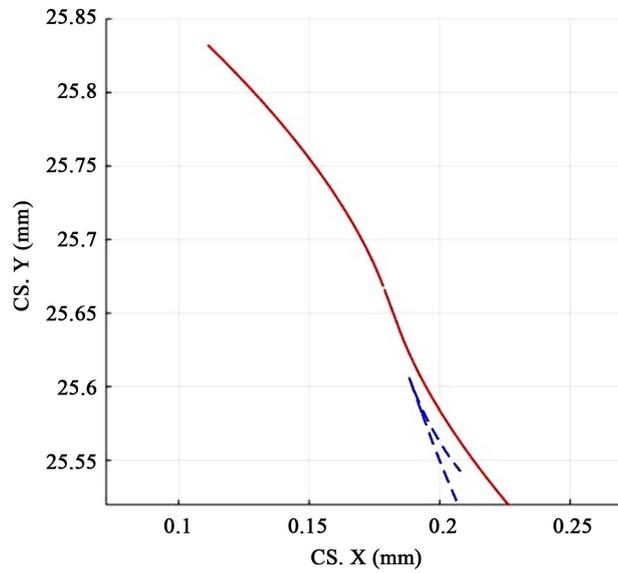


Figure 4. Conjugate profile
图 4. 共轭齿廓图

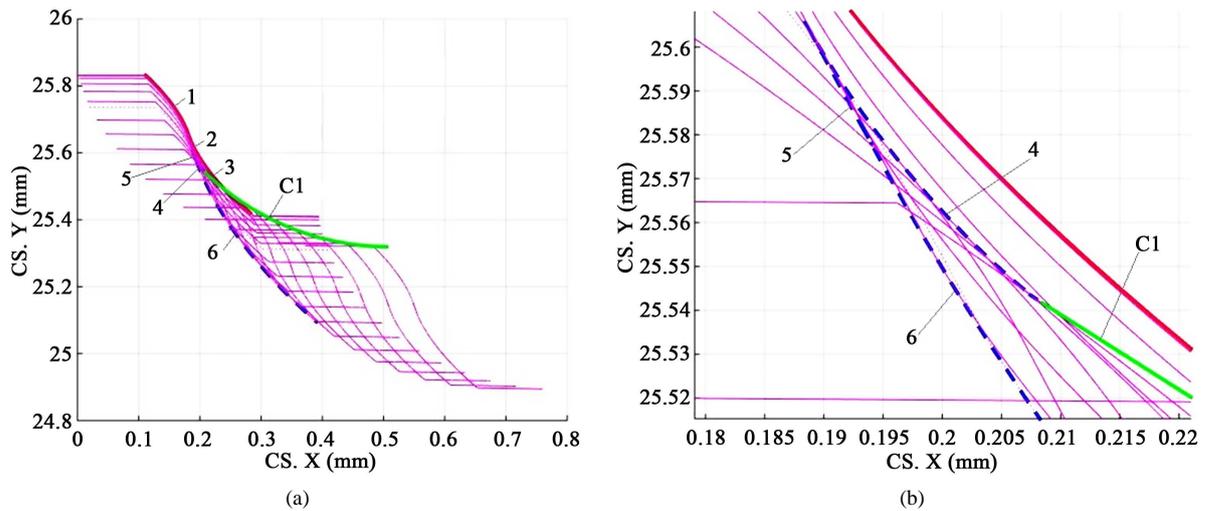


Figure 5. (a) Trajectory of meshing motion and partial enlargement; (b) Trajectory of meshing motion and partial enlargement

图 5. (a) 啮合运动轨迹及局部放大图; (b) 啮合运动轨迹及局部放大图

Table 2. Calculation parameters of new cycloidal tooth profile of soft wheel

表 2. 柔轮新摆线齿廓计算参数

参数	参数值	参数	参数值
z_r	200	h_a, h_f	0.65
m	0.254 mm	h_q	0.25
α	12°	c^*	0.25
w_o	0.254 mm	r_w	0.4 mm
K	1.2	r_n	0.4 mm

图 3 中横轴表示为柔轮齿廓对应的极角, 纵轴表示为波发生器的转角, 由图可见, 新摆线齿形谐波传动存在两个共轭区域, 一个在长轴 0° 附近很窄的区间(实线对应的纵坐标 M3M4), 共轭区间 $[-0.343^\circ, 2.331^\circ]$, 此时轮齿处于完全啮合状态, 该区间称为共轭区 I; 另一个处于波发生器长轴与短轴中间较大区域(虚线对应的纵坐标 M1M2), 共轭区间 $[20.26^\circ, 52.42^\circ]$, 此时柔轮处于啮入状态, 称为共轭区 II; 在两共轭区之间的区间(M2M3), 称为空白区。

图 3 中, 柔轮齿廓上给定的 D 点与刚轮齿廓分别在 A、C 两个波发生器转角位置处于共轭状态, 这称为二次共轭现象; 在给定的波发生器转角位置 E 处, 柔轮齿廓上存在 A、B 两点与刚轮齿廓同时处于共轭状态, 称为二点共轭现象。二次共轭现象的存在可以显著地提高啮合区域范围, 有效地提高谐波传动重合度; 二点共轭现象可以有效增加啮合弧长, 提高谐波传动承载能力。

图 4 中, 虚线为共轭区 II 对应的共轭齿廓, 实线为共轭区 I 对应的共轭齿廓。由图 5 啮合轨迹线可见, 为避免干涉刚轮齿廓只能由 1、2、3 (部分)、C1 (该曲线由柔轮齿顶点包络形成, 不存在共轭解, 属于尖点啮合状态) 曲线组成, 由于齿廓 4、5、6 均不能成为刚轮齿廓, 所以该齿廓不存在二次共轭现象, 啮合区范围很小。若可使得共轭齿廓 3 与 4 重合, 则对应图 3 中共轭区域为 1、2、3、4, 可以显著地提高啮合区域范围, 二次共轭与二点共轭同时存在, 即保证双共轭现象存在, 显著提高谐波传动性能。

3.1. “双共轭现象”分析

为保证双共轭现象存在, 必须使共轭齿廓 3 与 4 重合, 以此为优化设计目标, 在保证轮齿不产生啮合干涉的条件下, 尽可能增大共轭区域, 从而优化柔轮摆线齿廓参数。优化设计后的柔轮齿廓齿形的基本参数如表 3 所示, 对应的共轭齿廓如图 6 所示, 其中共轭齿廓 3 与 4 的重合误差不超过 0.0005 mm 。选取图 6 中的 ABCD 段共轭齿廓作为设计刚轮齿廓。

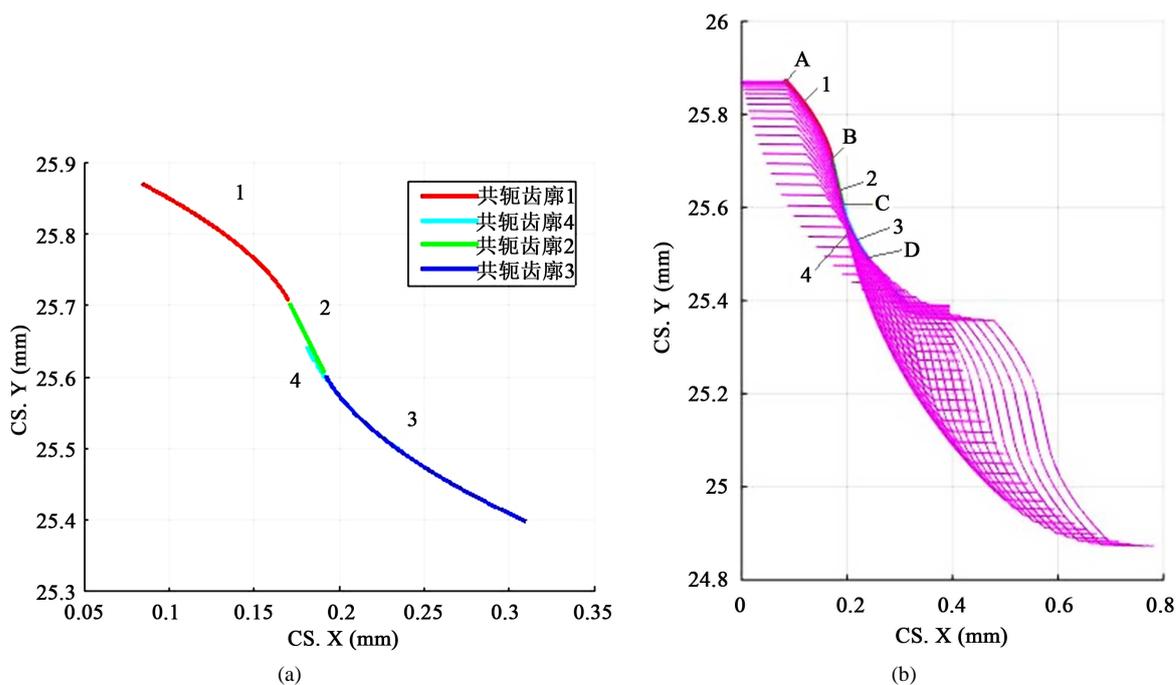


Figure 6. (a) Verification of effective conjugate profile and motion trajectory after optimization; (b) verification of effective conjugate profile and motion trajectory after optimization

图 6. (a) 优化后有效共轭齿廓及运动轨迹验证图; (b) 优化后有效共轭齿廓及运动轨迹验证图

Table 3. The basic profile parameters of the soft wheel are optimized
表 3. 优化后柔轮基本齿廓参数

参数	参数值	参数	参数值
z_r	200	h_a, h_f	0.65
m	0.254 mm	h_q	0.20
α	12°	c^*	0.25
w_o	0.254 mm	r_w	0.233 mm
K	1.2	r_n	0.233 mm

3.2. 齿形参数对共轭特性影响分析

由图 4 可见, 柔轮齿廓在整个啮合区上均存在共轭齿廓, 但考虑到轮齿啮合要求, 柔轮切线共轭齿廓 5、与柔轮内摆线共轭齿廓 6 不可用。共轭齿廓 4 刚好完全包络共轭齿廓 3 时, 该柔轮齿廓为“二次共轭齿廓”, 反之为“二点共轭齿廓”, 共轭齿廓 4 与共轭齿廓 3 重合时, 该柔轮齿廓为“双共轭齿廓”。

由表 4 可见, “双共轭齿廓”存在两个共轭区, 其共轭区大小是“二次共轭齿廓”的 1.06 倍, 是“二点共轭齿廓”的 17.33 倍; 其啮合弧长与“二点共轭齿廓”接近, 是二次共轭齿廓的 2.65 倍, “双共轭齿廓”优势彰显无遗。

3.3. 啮合侧隙与重合度分析

1) 啮合侧隙分析

啮合侧隙是评价谐波传动实际啮合特性和获得可靠啮合力的关键。在谐波传动中, 对于柔轮轮齿与刚轮轮齿的每一个啮合位置(波发生器处于某个转角时), 以柔轮工作齿廓上任一点 k_1 , 以柔轮回转中心为原点, 以原点与 k_1 的距离 r_k 为半径做圆弧, 与相邻刚轮工作齿廓交点于 k_2 , 如图 7 侧隙计算模型可见, k_1 与 k_2 点圆周距离 j_i 即为谐波传动在 k_1 的啮合侧隙[2], 选取柔轮右侧工作齿廓作为计算齿廓, 给出了如图 8 所示新摆线谐波传动柔轮啮合侧隙变化图。

由图 8 可见, “双共轭齿廓”啮合侧隙呈现先增大后减小趋势, 存在两个“零侧隙区域”; 由图 9 可见, “零侧隙区域”分别发生在完全啮合区域与啮入区域; “双共轭齿廓”最大啮合侧隙发生在转角 22°左右, 其值为 2.5 μm , 在转角 58°附近脱离啮合。与“二次共轭齿廓”、“二点共轭齿廓”相比, 其啮合侧隙分布更均匀, 最大啮合侧隙更小, 更有助于合理分配齿间载荷, 提高谐波传动的承载能力与传动性能。

“二次共轭齿廓”与“双共轭齿廓”的啮合侧隙曲线接近, 仅是提前脱离啮合, 同时啮合齿对数略小; “二点共轭齿廓”啮合侧隙大, 且仅在波发生器长轴附近处, 存在“零侧隙区域”, 所以从啮合传动角度, 优选“双共轭齿廓”与“二次共轭齿廓”。

2) 重合度分析

由于谐波齿轮传动属于弹性共轭运动, 所以无法用传统刚性齿轮的重合度计算方法。谐波传动重合度[18]实际上是指传动过程中同时参与啮合的齿对数。由表 5 可见, “双共轭齿廓”理论上同时啮合齿对数为 64.898, 达到谐波传动轮齿总对数的 32.4%, 因此与渐开线齿形谐波传动同时啮合齿对数总齿数的 3%相比, 新摆线齿形谐波传动重合度明显提升, 啮合齿对数更多, 传动平稳性更高, 承载能力更强。

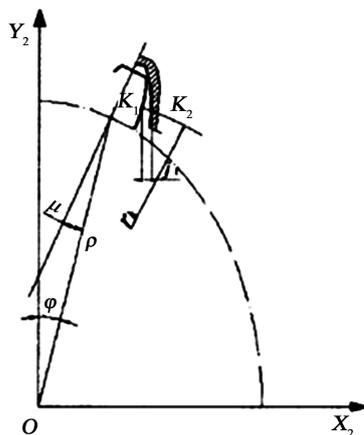


Figure 7. Calculation model of side gap
图 7. 侧隙计算模型

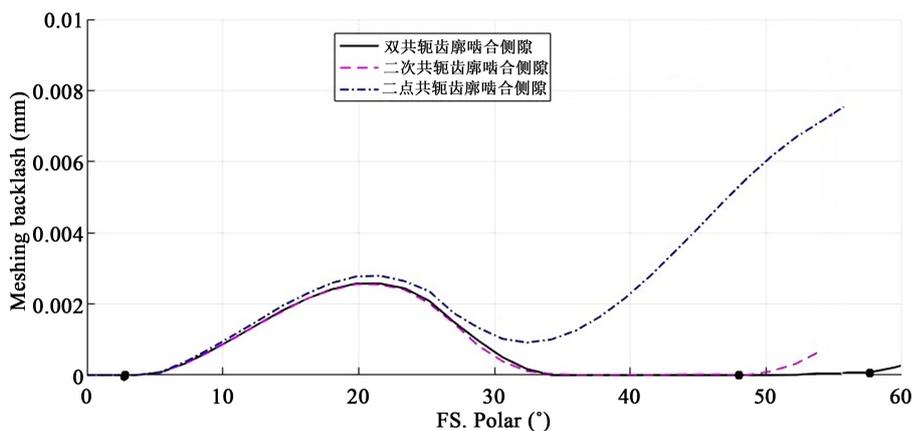


Figure 8. Comparison of meshing side gap
图 8. 啮合侧隙比较图

Table 4. The influence of the main parameters of the soft wheel on the conjugate interval and the long Angle of the meshing arc

表 4. 柔轮主要参数对共轭区间与啮合弧长极角的影响

名称	柔轮主要影响参数				共轭区间/°	啮合弧长极角/°
	r_w/mm	r_n/mm	$\alpha/^\circ$	h_q		
“二次共轭齿廓”	0.424	0.233	12	0.20	[19.85, 47.66]	[0.234, 0.383]
	0.233	0.251	12	0.20	[19.81, 58.41]	[0.187, 0.385]
	0.233	0.233	11.4	0.20	[18.55, 58.18]	[0.190, 0.384]
	0.233	0.233	12	0.226	[19.77, 58.41]	[0.183, 0.379]
“二点共轭齿廓”	0.151	0.233	12	0.20	[-0.458, 2.818]	[0.193, 0.706]
	0.233	0.221	12	0.20	[-0.436, 2.779]	[0.187, 0.692]
	0.233	0.233	12.3	0.20	[-0.457, 2.713]	[0.185, 0.706]
	0.233	0.233	12	0.1975	[-0.457, 2.808]	[0.187, 0.706]
“双共轭齿廓”	0.233	0.233	12	0.20	[-0.458, 2.818] [19.85, 58.41]	[0.185, 0.706]

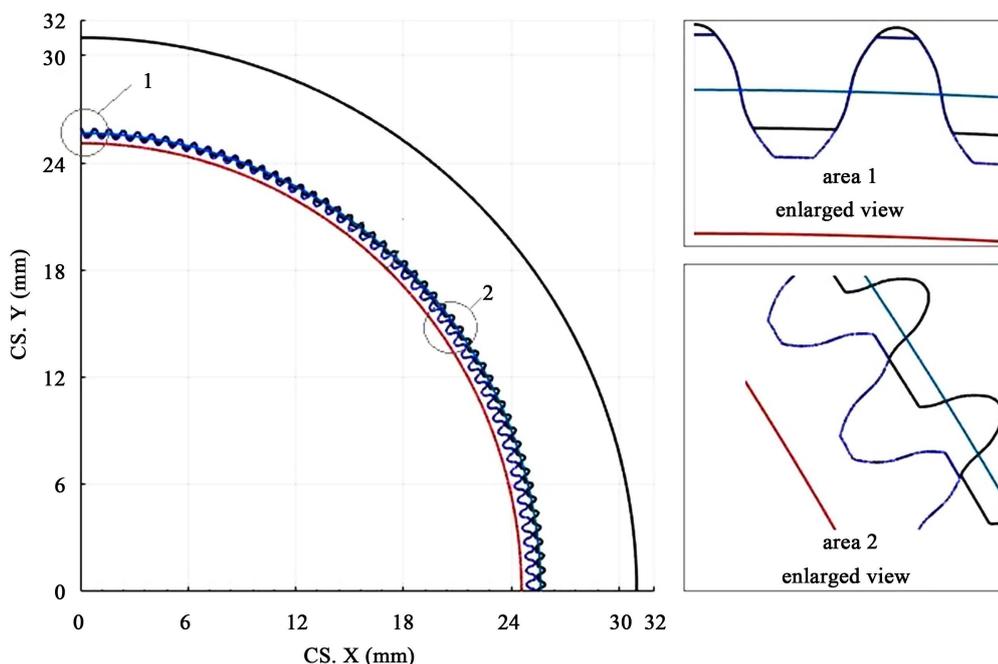


Figure 9. Meshing projection of “biconjugate profile”
 图 9. “双共轭齿廓” 啮合投影图

Table 5. Calculation of recombination
 表 5. 重合度计算

共轭齿廓类型	符号	名称	参数值	重合度
双共轭齿廓	N	传动波数	2	$\varepsilon = \frac{N\varnothing Z_c}{360} = 64.898$
	Z_c	刚轮齿数	202	
	\varnothing	刚轮单个齿的啮合区间角	57.83°	
二次共轭齿廓	N	传动波数	2	$\varepsilon = \frac{N\varnothing Z_c}{360} = 48.388$
	Z_c	刚轮齿数	202	
	\varnothing	刚轮单个齿的啮合区间角	43.94°	
二点共轭齿廓	N	传动波数	2	$\varepsilon = \frac{N\varnothing Z_c}{360} = 3.636$
	Z_c	刚轮齿数	202	
	\varnothing	刚轮单个齿的啮合区间角	3.24°	

4. 结论

通过对新摆线齿形谐波传动的设计及啮合特性分析，得出了以下结论：

- 1) 针对传统内外摆线进行了改良设计，提出了外摆线 + 切线 + 内摆线三段式新齿形方程，满足了谐波传动非零齿形角的齿形设计要求。
- 2) 针对新摆线齿形谐波传动的共轭特性进行分析，发现存在 2 个共轭区域，同时还存在“二次共轭现象”与“二点共轭现象”。在此基础上，优化并提出了“双共轭齿廓”，该齿廓可以兼顾存在“二次共轭现象”与“二点共轭现象”优点，显著地提高啮合区域范围。

3) 通过研究柔轮主要参数对共轭现象的影响,发现“双共轭齿廓”存在两个共轭区,“双共轭齿廓”优势彰显无遗。

4) 通过对不同共轭齿廓的啮合侧隙与重合度进行分析,发现“双共轭齿廓”啮合侧隙呈现先增大后减小趋势,存在两个“零侧隙区域”其啮合侧隙分布更均匀,最大啮合侧隙更小。与渐开线齿形相比,“双共轭齿廓”重合度明显提升,传动更加平稳,承载能力更强。

参考文献 (References)

- [1] Musser, C.W. (1959) Strain Wave Gearing. US Patent No. 2906143.
- [2] 沈允文, 叶庆泰. 谐波齿轮传动的理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
- [3] 沈允文. 谐波齿轮传动的齿形机械传动[J]. 机械传动, 1986, 10(4): 15-18.
- [4] M. H. 伊万诺夫, 著. 谐波齿轮传动[M]. 沈允文, 等, 译. 北京: 国防工业出版社, 1987.
- [5] 辛洪兵. 双圆弧谐波齿轮传动基本齿廓设计[J]. 中国机械工程, 2011, 22(6): 656-662.
- [6] 陈晓霞, 林树忠, 邢静忠. 谐波齿轮传动中基于柔轮装配变形的共轭精确算法[J]. 中国机械工程, 21(17): 2053-2057.
- [7] 陈晓霞, 林树忠, 邢静忠. 圆弧齿廓谐波齿轮侧隙及干涉检查仿真[J]. 计算机集成制造系统, 2011, 17(3): 643-648.
- [8] 陈晓霞. 基于侧隙评价的谐波齿轮圆弧齿廓设计及状态仿真研究[D]: [博士学位论文]. 天津: 天津工业大学, 2012.
- [9] 辛洪兵. 研究谐波齿轮传动啮合原理的一种新方法[J]. 中国机械工程, 2002, 13(3): 181-183.
- [10] 辛洪兵, 谢金瑞, 何惠阳. 用 B 矩阵建立谐波齿轮啮合的基本方程[J]. 中国机械工程, 1996, 13(3): 181-183.
- [11] Ishikawa (2010) Wave Gear Drive Having Negative Deflection Meshing Tooth Profile. US Patent No. 7735396 B2.
- [12] 仲霞莉. 谐波齿轮 β 型齿型的研制[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京信息工程大学, 2016.
- [13] Kondo K. and Takada, J. (1990) Study on Tooth Profiles of the Harmonic Drive. *Transaction of the ASME*, **112**, 131-137.
- [14] Joeng, K.S., Lee, D.G. and Oh, S.H. (1995) Development of the Composite Flexspline for a Cycloid-Type Harmonic Drive Using Net Shape Manufacturing Method. *Composite Structure*, **32**, 557-565.
- [15] 乐可锡, 傅西玲. 摆线谐波齿轮传动[J]. 现代机械, 1991(4): 23-28.
- [16] 姚云鹏. 摆线齿廓谐波齿轮啮合性能研究与有限元仿真[D]: [硕士学位论文]. 天津: 天津工业大学, 2015.
- [17] 周祥祥. 三维双圆弧齿廓谐波传动的齿形设计与分析[D]: [硕士学位论文]. 重庆: 重庆大学, 2016.
- [18] 毛彬彬. 谐波齿轮传动重合度的计算方法研究[J]. 机械设计与制造, 2011(7): 213-215.

知网检索的两种方式:

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>
下拉列表框选择: [ISSN], 输入期刊 ISSN: 2167-6631, 即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>
左侧“国际文献总库”进入, 输入文章标题, 即可查询

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: met@hanspub.org