

DOI: 10.20098/j.cnki.1001-5132.2023.0411

# 面向提高承载能力的 RV 减速器摆线针轮副基本参数优化

邱吉<sup>1</sup>, 贡林欢<sup>2</sup>, 罗利敏<sup>2</sup>, 李国平<sup>1</sup>, 姜军强<sup>1</sup>, 柳丽<sup>1\*</sup>

(1. 宁波大学 浙江省零件轧制成形技术研究重点实验室, 浙江 宁波 315211;

2. 宁波中大力德智能传动股份有限公司, 浙江 宁波 315301)

**摘要:** 为了提高 RV 减速器承载能力, 对摆线针轮副基本参数进行了优化。在 RV 减速器体积标准化前提下, 将基本参数偏心距和针齿半径作为设计变量, 建立以提高承载能力为目标的优化模型; 针对承载能力与基本参数关系无法用简单解析式表达的问题, 通过对遗传算法适应度函数的改进, 达到快速搜寻的目的。选择 RV-20E 减速器进行实例分析, 数值仿真结果表明优化后其承载能力提升了 11.15%; 试制出优化后的摆线针轮副, 完成了整机装配, 并进行了承载能力实验。结果显示: 优化后 RV 减速器在额定负载时传动效率提高了 2.3%, 温度和噪声分别降低了 0.7℃和 1 dB, 且在重载时表现更佳。

**关键词:** 摆线针轮副; 基本参数; 承载能力; 遗传算法

**中图分类号:** TH132

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1001-5132 (2023) 05-0024-05

随着“中国制造 2025”计划的提出, 工业机器人的地位迅速提升, RV 减速器作为其核心部件, 起着关键作用<sup>[1]</sup>。RV 减速器由第一级渐开线直齿轮行星传动和第二级摆线针轮传动构成<sup>[2-3]</sup>, 标准齿廓的摆线针轮传动过程中有一半的针齿参与啮合, 承载能力较大<sup>[4]</sup>。在实际生产应用中, 摆线轮需要经过特定修形, 以补偿制造误差并确保润滑良好, 这导致啮合的齿数下降, 进而引起整机承载能力降低<sup>[5]</sup>。故对 RV 减速器摆线针轮副参数进行优化意义重大。

韩林山等<sup>[6]</sup>以质量最小为目标, 将针齿齿数、针齿分布圆半径等参数作为独立设计的变量, 对 RV 减速器进行优化。曾利磊<sup>[7]</sup>以体积、回差为目标对 RV 减速器摆线轮宽度、短幅系数等基本参数进行优化。陆龙生等<sup>[8]</sup>以承载能力为目标, 对 RV 减速器摆线轮齿廓修形参数中的等距和移距进行优化。Ren 等<sup>[9]</sup>提出一种通过关键点参数定义摆线轮齿廓修形参数的方法。刘建新等<sup>[10]</sup>提出一种分段式齿廓参数修形的方法, 在工作区段用转角修

形法以满足润滑侧隙。现有研究对摆线针轮副的优化参数主要是基本参数和齿廓修形参数。多数学者对齿廓修形参数优化集中于“等距+移距”法, 修形后摆线针轮副理论上仅为单齿啮合, 承载能力不高。近年来, 有学者提出分段式齿廓参数修形方法, 通过转角修形后工作区段可保持多齿啮合。

为进一步提升 RV 减速器承载能力, 本文建立了摆线针轮副基本参数优化模型。采用遗传算法进行寻优, 采用改进的适应度函数以达到快速搜寻承载能力的目的; 同时试制了优化后的 RV 减速器, 完成了实验分析。

## 1 RV 减速器传动分析

图 1 为 RV 减速器传动简图。外载驱动电机通过传递动力给输入轴带动中心轮转动, 进而使 2 个行星轮绕反方向转动, 中心轮、行星轮和曲柄轴构成 RV 减速器的第一级渐开线直齿轮行星传动减速。行星轮与曲柄轴连接, 带动摆线针轮副旋转, 行星轮、曲柄轴和摆线轮构成平行四边形输入机构。

收稿日期: 2023-04-11。

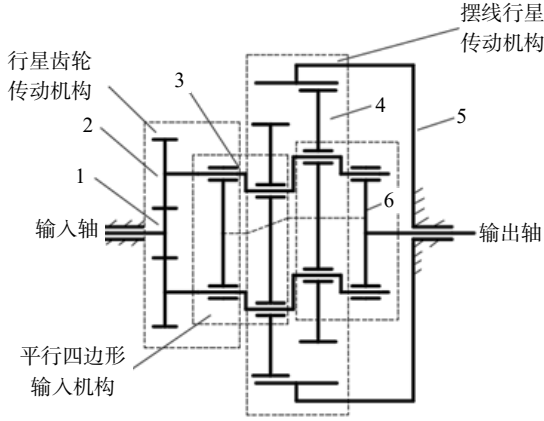
宁波大学学报(理工版)网址: <http://journalg.nbu.edu.cn/>

基金项目: 宁波市“科技创新 2025”重大专项(2018B10007, 2019B10078, 2018B10005)。

第一作者: 邱吉(1997-), 男, 浙江宁波人, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 结构优化设计。E-mail: 708950349@qq.com

\*通信作者: 柳丽(1968-), 女, 甘肃民勤人, 副教授, 主要研究方向: 机构设计与分析等。E-mail: liuli@nbu.edu.cn

通过固定针齿壳, 当曲柄轴自转一圈时, 摆线轮转过一个齿. 曲柄轴、摆线轮、针齿壳和输出盘构成 RV 减速器的第二级减速. 输出盘与输出轴连接, 实现最终的减速输出.



1 为中心轮, 2 为行星轮, 3 为曲柄轴, 4 为摆线轮,  
5 为针齿壳, 6 为输出盘.

图1 RV 减速器传动简图

摆线针轮副作为 RV 减速器的关键减速机构, 其基本参数决定了整机的承载能力<sup>[11]</sup>. 摆线针轮副的传动力学分析如图 2 所示, 其中  $O_p$ 、 $O_c$  分别为针齿分布圆和摆线轮的中心.

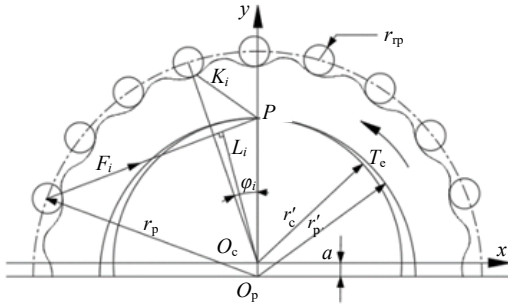


图2 摆线针轮副传动力学分析

当摆线针轮传动时, 针齿与齿廓啮合产生力的作用, 最大接触力  $F_{\max}$  发生在力臂  $L_{\max} = PO_c$ . 考虑到其余针齿处受力与力臂成比例, 因此作用在第  $i$  个针齿处的作用力  $F_i$  为:

$$F_i = F_{\max} (L_i / r'_c), \quad (1)$$

式中:  $L_i$  为第  $i$  个针齿的力臂;  $r'_c$  为摆线轮的基圆半径,  $r'_c = PO_c$ .

单个摆线轮传递的扭矩  $T_e$  为:

$$T_e = \sum_{(i)} F_i L_i = \frac{F_{\max}}{r'_c} \sum_{(i)} L_i^2 = \frac{1}{4} F_{\max} r'_c z_p, \quad (2)$$

式中:  $z_p$  为针齿数.

考虑到制造误差, 传递给 2 个摆线轮的扭矩是不等的. 故设 RV 减速器的承载能力(输出扭矩)为  $T$ , 令  $T_e = 0.55T$ <sup>[12]</sup>, 则:

$$F_{\max} = \frac{4T_e}{r'_c z_p} = \frac{4T_e}{k_1 z_c r_p} = \frac{2.2T}{k_1 z_c r_p}, \quad (3)$$

式中:  $z_c$  为摆线轮齿数;  $k_1$  为短幅系数;  $r_p$  为针齿分布圆半径.

## 2 参数优化方法

在式(3)中  $T$  与  $F_{\max}$  相互关联, 但是通过基本参数求解  $F_{\max}$  较为困难. 因此, 本文建立了快速搜寻  $T$  的程序流程, 并以提高承载能力为目标对摆线针轮副基本参数进行优化.

### 2.1 数学建模

(1)优化变量. 在 RV 减速器外廓安装尺寸均已标准化的情况下, 能够有效影响承载能力的摆线针轮副基本参数为偏心距  $a$  和针齿半径  $r_{tp}$ <sup>[13]</sup>, 因此变量  $X$  为:

$$X = [a, r_{tp}]^T. \quad (4)$$

(2)目标函数. 以提高承载能力为目标, 目标函数为:

$$\max f(x) = \{T\}. \quad (5)$$

(3)约束条件. 变量变化范围过大或过小都对优化方案不利, 根据精密减速器设计要求<sup>[13]</sup>, 设定约束条件如下: 1)短幅系数  $k_1$  的取值会直接影响摆线轮的齿形, 针径系数  $k_2$  的取值决定着针齿和针齿壳的强度,  $a$  和  $r_{tp}$  的取值应确保  $k_1$  和  $k_2$  在合理范围内. 2)  $r_{tp}$  的取值应小于齿廓最小曲率半径, 使摆线轮不发生切顶等现象. 3)摆线轮与针齿的最大接触应力不得超过额定值. 4)转臂轴承的寿命应不小于额定值. 综上, 约束条件的数学模型为:

$$g_1(a, r_{tp}) = k_{1x} - az_p / r_p \leq 0, \quad (6)$$

$$g_2(a, r_{tp}) = az_p / r_p - k_{1y} \leq 0, \quad (7)$$

$$g_3(a, r_{tp}) = r_{tp} - r_p \sin(\pi / z_p) / k_{2x} \leq 0, \quad (8)$$

$$g_4(a, r_{tp}) = r_p \sin(\pi / z_p) / k_{2y} - r_{tp} \leq 0, \quad (9)$$

$$g_5(a, r_{tp}) = r_{tp} - |\rho_0|_{\min} < 0, \quad (10)$$

$$g_6(a, r_{tp}) = 0.418 \sqrt{(E_c / b_c) (F_i / \rho_{ci})_{\max}} - \sigma_{HP} \leq 0, \quad (11)$$

$$g_7(a, r_{tp}) = L_p - (10^6 / (60n)) (C / P)^{\epsilon} \leq 0, \quad (12)$$

式中:  $k_{1x}$  和  $k_{1y}$  为短幅系数的起止范围;  $k_{2x}$  和  $k_{2y}$  为针径系数的起止范围;  $|\rho_0|_{\min}$  为齿廓最小曲率半径;  $\sigma_{HP}$  为额定接触应力;  $E_e$ 、 $b_c$  和  $\rho_{ei}$  分别为当量弹性模量、摆线轮宽度和当量曲率半径;  $L_p$  为额定寿命;  $n$  和  $\varepsilon$  分别为转臂轴承内外圈的相对转速和轴承寿命指数;  $C$  和  $P$  分别为额定动载荷和转臂轴承当量动载荷。

## 2.2 优化流程

承载能力与优化变量之间关系较为复杂, 无法用简单的解析式表达. 在设计过程中, 以摆线针轮副最大接触应力和转臂轴承寿命作为重要指标, 判断 RV 减速器是否合格<sup>[13]</sup>. 本文选用遗传算法作为变量优化方法, 并对子程序(适应度函数)进行改进, 采用假设法给定初始承载能力, 在满足最大接触应力和转臂轴承寿命额定值的条件下搜寻对应变量的最佳承载能力. 优化流程如图 3 所示.

针对满足约束条件 1) 和 2) 的基本参数值, 假设初始承载能力为  $T_{00}$ , 计算出对应的摆线针轮副最大接触应力和额定值的比值  $R_1$ , 转臂轴承寿命和额定值的比值  $R_2$ .

当  $(R_i)_{\max}$ ,  $i=1,2$  在  $[0.995, 1]$  区间内, 则  $T_{00}$  即为目标函数值  $T$ . 当  $(R_i)_{\max} < 0.995$ , 取步长  $h=1-(R_i)_{\max}$ , 重新计算目标函数  $T$  及其更新后的比值  $R_i$ . 若新比值处于  $[0.995, 1]$ , 则输出结果  $T$ ; 若新比值小于 0.995, 则将  $T$  归为初始值  $T_0$ . 加大  $h$  重新计算, 若新比值大于 1, 令  $T_1=T$ , 将初始值  $T_0$  与  $T_1$  相加, 取平均数, 直至满足输出条件. 当  $(R_i)_{\max} > 1$ , 判定比值最大值是否超过 1.5, 以此决定步长  $h$  的大小, 从而缩小目标函数, 并更新比值, 直至  $R_i (i=1,2) \leq 1$ . 若新比值在  $[0.995, 1]$  区间内, 则输出结果  $T$ ; 若新比值小于 0.995, 则令  $T_0=T$ , 与前一步  $T_1$  值相加, 取平均数, 直至满足输出条件.

## 3 实例分析

### 3.1 参数寻优

以某企业生产的 RV-20E 减速器为例进行优化, 其基本参数为: 摆线轮齿数 39 个、针齿齿数 40 个、偏心距 1 mm、针齿半径 2.5 mm、针齿分布圆半径 51.5 mm、摆线轮宽度 10.2 mm. 对偏心距和针齿半径进行参数优化, 通过计算得到  $a$  的约束范围为

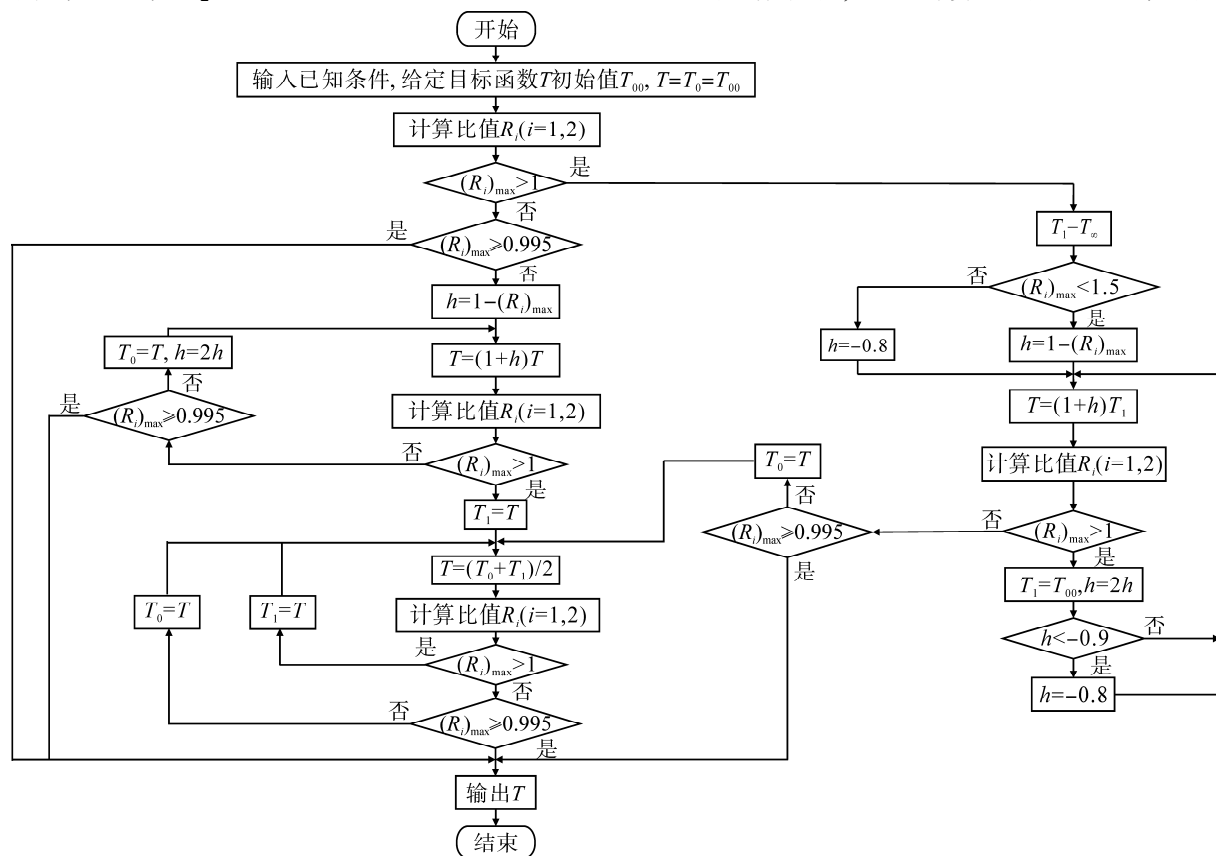


图 3 优化过程流程

0.85~1.15,  $r_p$  为 2.50~4.05. 在 MATLAB 软件上完成遗传算法编程. 参数设置为: 迭代 500 次、种群数目 50、交叉概率 0.4、变异概率 0.1.

图 4 为适应度收敛曲线, 纵坐标的绝对值代表承载能力, 当  $T$  为 293.34 N·m 时趋于收敛, 此时最优值  $a$  为 0.96,  $r_p$  为 2.52. 借助 MATLAB 数值仿真, 得到优化前标准摆线齿廓的 RV 减速器的承载能力为 263.92 N·m. 优化后承载能力提升了 11.15%.

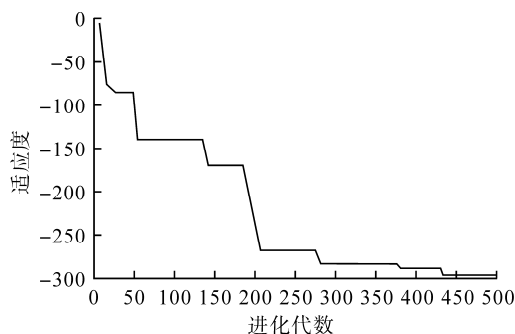


图4 适应度收敛曲线

### 3.2 实验分析

为验证理论方法的有效性, 加工出优化后的摆线轮和针齿, 其中摆线轮采用与优化前相同的分段修形设计, 并在只改变摆线针轮副的情况下完成 RV 减速器装配. 根据我国发布的《机器人用精密摆线针轮减速器》标准<sup>[14]</sup>, RV 减速器承载能力的高低可以由额定负载和重载时的传动效率、温升、噪声等指标体现. 结合 RV 减速器结构与运动特点, 选用 ZRT-II 型机器人精密减速器综合性能测试系统开展实验(图 5).



图5 测试系统

实验前保持室温 25 ℃, 使测试台空载运行 2 h 以上. 将待测 RV 减速器安装完毕设定输出转速为 15 r·min<sup>-1</sup>. 逐渐增加负载得到传动效率数据, 并在轻载(50 N·m)、额定负载(167 N·m)和重载(400 N·m)时检测输出盘温度, 同时记录此时的噪声值. 为保证实验的可靠性, 上述实验进行 3 次, 取平均值. 优化前后 RV 减速器的传动效率、温升和噪声曲线

如图 6~8 所示. 从图 6~8 可知, 随着负载的增大, RV 减速器均表现出良好的性能. 额定负载、重载时优化后的传动效率分别为 82.8% 和 84.4%, 相比优化前提高了 2.3% 和 3.2%. 传动效率越高, 输出盘热能损耗越低, 3 种负载优化后的输出盘均小于优化前, 在额定负载和重载时温升分别降低了 0.7 ℃ 和 1 ℃, 体现出良好的性能. 轻载时, 优化后噪声虽然比优化前高 1 dB, 但随着负载的增加, 额定负载和重载时, 优化后噪声较优化前分别降低了 1 dB 和 2 dB, 说明优化后 RV 减速器在高承载能力下表现更好, 从而验证了优化方法的实用性.

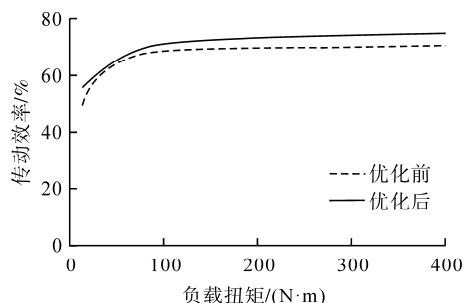


图6 传动效率实验结果

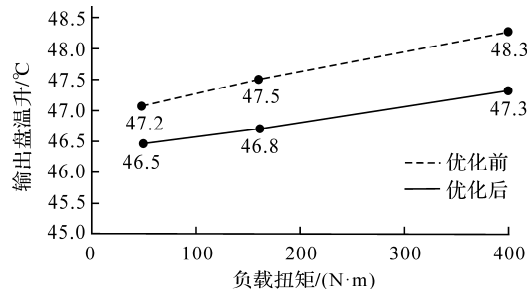


图7 温升实验结果

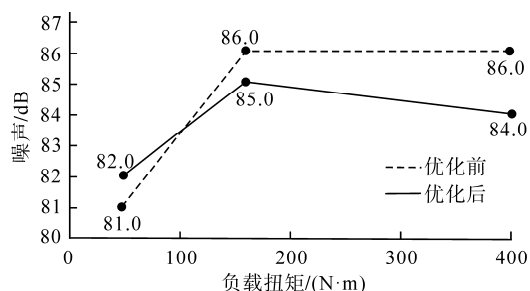


图8 噪声实验结果

## 4 结论

(1)以提高承载能力为目标建立了摆线针轮副基本参数优化数学模型. 改进适应度函数以达到快速搜寻承载能力的目的, 采用遗传算法对偏心距和针齿半径进行优化. (2)对 RV-20E 减速器进行

实例分析,通过数值仿真计算,承载能力相比优化前提高了 11.15%。(3)对优化前后 RV 减速器承载能力的实验结果表明,优化后 RV 减速器在额定负载时传动效率提高了 2.3%,温升和噪声分别降低了 0.7℃和 1 dB,且在重载时表现更佳,从而验证了提高承载能力的参数优化方法的有效性。

#### 参考文献:

- [1] 彭鹏,柯梁亮,汪久根. 噪声干扰下的 RV 减速器故障诊断[J]. 机械工程学报, 2020, 56(1):30-36.
- [2] He W D, Shan L J. Research and analysis on transmission error of RV reducer used in robot[J]. Mechanisms and Machine Science, 2015, 33:231-238.
- [3] Wang J, Luo S M, Su D Y. Multi-objective optimal design of cycloid speed reducer based on genetic algorithm[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 102:135-148.
- [4] Hsieh C F. Traditional versus improved designs for cycloidal speed reducers with a small tooth difference: The effect on dynamics[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 86:15-35.
- [5] Yu H L, Yi J H, Hu X, et al. Study on teeth profile modification of cycloid reducer based on non-Hertz elastic contact analysis[J]. Mechanics Research Communications, 2013, 48:87-92.
- [6] 韩林山,王大兵,魏征,等. RV 减速器配齿优化设计[J]. 汽车实用技术, 2020, 45(22):91-94.
- [7] 曾利磊. 基于承载能力与动态特性的 RV 减速器多目标优化设计研究[D]. 武汉: 湖北工业大学, 2020.
- [8] 陆龙生,张飞翔,唐恒,等. 基于优化承载能力的 RV 减速器摆线齿轮齿廓的等距-移距修形[J]. 中国机械工程, 2019, 30(17):2022-2029.
- [9] Ren Z Y, Mao S M, Guo W C, et al. Tooth modification and dynamic performance of the cycloidal drive[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 85: 857-866.
- [10] 刘建新,杨庆玲. RV 减速器齿轮优化修形研究[J]. 兰州文理学院学报(自然科学版), 2017, 31(4):64-67; 74.
- [11] 安宗文,贾盼龙,王强,等. 以优化承载能力为目标的 RV 减速器摆线轮齿齿廓修形方法[J]. 机械传动, 2022, 46(1):170-176.
- [12] 赵致勃,顾大强,李立新,等. 基于接触应力优化的摆线轮修形设计[J]. 工程设计学报, 2022, 29(6):713-719.
- [13] 闻邦椿,陈良玉,巩云鹏. 机械设计手册:机械零部件设计(连接、紧固与传动)[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社, 2010.
- [14] GB/T 37165—2018. 机器人用精密摆线针轮减速器[S].

## Optimization of basic parameters of cycloidal pinwheel pairs for RV reducers to improving load carrying capacity

QIU Ji<sup>1</sup>, GONG Linhuan<sup>2</sup>, LUO Limin<sup>2</sup>, LI Guoping<sup>1</sup>, LOU Junqiang<sup>1</sup>, LIU Li<sup>1\*</sup>

( 1.Zhejiang Provincial Key Laboratory of Part Rolling Technology, Ningbo University, Ningbo 315211, China;

2.Ningbo Zhongda Leader Intelligent Transmission Co., Ltd., Ningbo 315301, China )

**Abstract:** In order to improve the load carrying capacity of RV reducer, the basic parameters of the cycloidal pinwheel pair need to be optimized. On the premise of standardizing the volume of RV reducer, the eccentric distance and the radius of needle teeth are chosen as the design variables, and an optimization mathematical model is established with the goal of improving the load carrying capacity. Since the relationship between the load carrying capacity and the basic parameters cannot be expressed by a simple analytical formula, the fitness function of genetic algorithm is improved to implement fast search. Using RV-20E reducer as the case study, the load capacity of the optimized RV-20E gearbox is improved by 11.15% through numerical simulation. The optimized cycloid subsets are then fabricated, assembled and tested for load capacity. The test results show that the optimized RV reducer can improve the transmission efficiency by 2.3% at rated load, reduce the temperature rise and noise by 0.7℃ and 1 dB respectively, and has better performance at heavy load.

**Key words:** cycloidal pinwheel pair; basic parameters; load carrying capacity; genetic algorithm

( 责任编辑 史小丽 )