

分类号: TH132. 46

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120176



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 多因素综合作用的 RV 减速器传动
精度及摆线轮接触应力分析

论 文 作 者 王子辉

校 内 导 师 徐锐 副教授 潘家保 教授

校 外 导 师 艾和金 高级工程师

专业学位类别 机械

研究方向 (领域) 工业机器人

论文提交日期: 2024 年 5 月 30 日

分类号：TH132.46

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210120176

多因素综合作用的 RV 减速器传动精度及摆线轮接触
应力分析

ANALYSIS OF TRANSMISSION ACCURACY AND CONTACT
STRESS OF CYCLOIDAL GEAR OF RV REDUCER UNDER THE
COMPREHENSIVE EFFECTS OF MULTI-FACTOR

学生姓名： 王子辉

校内导师： 徐锐 副教授 潘家保 教授

校外导师： 艾和金 高级工程师

专业类别： 机械

研究方向： 工业机器人

论文答辩日期： 2024 年 5 月 17 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：王 子 辉

日期：2020 年 5 月 29 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 _____ 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：王子辉

日期：2020年5月29日

指导教师签名：徐锐 潘子辉

日期：2020年5月29日

多因素综合作用的 RV 减速器传动精度及摆线轮接触应力分析

摘 要

工业机器人作为高端智能装备的重要组成部分，技术附加值高，应用范围广，是我国先进制造业的重要支撑技术和生产装备。而 RV 减速器是高精密减速器的代表，因其具有传动精度高、承载能力强、传动比大和结构紧凑等特点，被广泛运用于工业机器人的腰、肩、肘部等处作为关节减速装置。随着我国制造业的转型升级，以工业机器人为代表的智能装备出现爆发式增长，市场对 RV 减速器的需求量逐渐增加。由于国内工业机器人发展起步较晚，国产 RV 减速器相比国外产品易出现传动精度较低、承载能力较低、磨损较大和发热等问题，进而造成国内厂家常依赖于国外进口同类产品，导致国产工业机器人的生产成本增加。因此开发出传动性能优良的国产 RV 减速器，以满足工业机器人的传动精度、承载能力等指标需求，对于推动智能装备国产化和加速智能制造产业转型具有重要意义。

RV 减速器在生产过程中出现的无法避免的制造、装配误差及间隙是影响 RV 减速器传动性能的关键因素。本文旨在探明各影响因素对 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的影响规律，揭示多因素耦合作用对其的影响机理。本文以 RV-40E-121 型精密减速器为研究对象，采用虚拟样机和有限元分析技术探究各类误差和修形齿廓对 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的影响。采用响应面法(Response Surface Methodology,

RSM)设计组合试验,通过构建相应的响应面模型,开展多因素耦合作用对 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的影响研究。主要研究内容及结果如下:

(1)通过分析 RV 减速器的结构特点与传动原理,选定“针齿壳固定,太阳轮输入,行星架输出”的方式作为研究类型,计算了传动比和各级减速机构的啮合频率。根据摆线齿廓成形原理,进一步推导了不同修形方法下的摆线齿廓方程,完成了修形摆线轮的绘制,并建立 RV 减速器三维模型。基于 ADAMS 搭建 RV 减速器虚拟样机,开展了多体动力学分析。通过对比仿真结果与理论值,验证了虚拟样机的准确性,并分析了各类误差及修形齿廓对 RV 减速器传动精度的影响规律。分析表明, RV 减速器的传动误差与各类误差(针齿销孔轴向位置度误差、针齿分布圆半径误差、针齿半径误差和径向间隙)呈正相关,也与摆线轮的等距修形量、移距修形量呈正相关;采用“负等距+正移距”组合修形的 RV 减速器传动精度高于采用“正等距+负移距”组合修形的传动精度。

(2)通过分析摆线针轮传动时的接触状态,提出了摆线针轮传动时啮合齿数的判定方法,以及摆线轮与针轮间接触力的计算方法。基于 ABAQUS 建立摆线针轮啮合副有限元分析模型,开展了针对摆线针轮传动的动态接触特性研究。通过对比发现有限元分析结果与理论值的变化规律一致且最大误差不超过 10%,进而验证了有限元模型的准确性,并分析了各类误差及修形齿廓对摆线轮接触应力的影响规律。结果表明,摆线轮齿廓上的接触应力沿着齿廓的方向移动,整体呈现先增大后减小的趋势,而沿齿宽方向的接触应力大小基本相同;摆线轮接触应力与各

类误差（针齿销孔轴向位置度误差、针齿分布圆半径误差、针齿半径误差和径向间隙）呈正相关，也与摆线轮的移距修形量呈正相关，但与等距修形量呈负相关；采用“正等距+负移距”组合修形的摆线轮接触应力低于采用“负等距+正移距”组合修形的接触应力。

（3）通过选定设计因素（针齿销孔轴向位置度误差、针齿分布圆半径误差、针齿半径误差和径向间隙）和响应目标（RV 减速器传动精度、摆线轮接触应力），利用响应面法设计了组合试验。结合试验数据，构建了传动精度和摆线轮接触应力的响应面模型，并通过开展响应目标的预测与精度评估，验证了响应面模型的准确性。基于绘制的响应曲面与等高线图，分析了多种因素的相互耦合作用对 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的影响。结果显示，针齿分布圆半径误差与针齿半径误差的耦合作用对 RV 减速器传动精度的影响显著，其传动误差随针齿分布圆半径误差的减小与针齿半径误差正向偏差的减小和反向偏差的增加而降低；针齿销孔轴向位置度误差与针齿半径误差的耦合作用对摆线轮接触应力的影响显著，其最大接触应力随针齿销孔轴向位置度误差反向偏差的增加与针齿半径误差的减小而降低。

本研究建立了 RV 减速器传动精度以及摆线轮接触应力的响应面模型，揭示了多种因素与响应目标之间的隐式函数关系，为 RV 减速器传动精度和摆线轮接触应力领域的发展提供技术支持，所得研究成果可应用于 RV 减速器的设计及加工阶段，以达到降低生产成本的目的，具有重要的工程应用价值。

关键词：RV 减速器，耦合作用，传动精度，接触应力，响应面法

ANALYSIS OF TRANSMISSION ACCURACY AND CONTACT STRESS OF CYCLOID GEAR FOR RV REDUCER UNDER THE COMPREHENSIVE EFFECTS OF MULTI-FACTOR

ABSTRACT

As important components of high-end intelligent equipments, industrial robots have high technological added value and a wide range of applications, providing important support for the development of China's advanced manufacturing industry. RV reducers are representative of high-precision reducers, it's widely used as joint reduction devices at the waist, shoulders and elbows due to their high transmission accuracy, strong carrying capacity, large transmission ratio, and compact structure. With the transformation and upgrading of China's manufacturing industry, intelligent equipment represented by industrial robots has experienced explosive growth, gradually increasing the demand for RV reducers. However, due to the relatively late start of domestic industrial robot development, domestically produced RV reducers often suffer from issues such as lower transmission accuracy, lower carrying capacity, higher wear, and heat generation compared to foreign products, leading to a dependency on imports and increased production costs for domestically produced industrial robots. It can not only promotes the localization of intelligent equipment but also accelerate the transformation of

the intelligent manufacturing industry to develop RV reducers with excellent transmission performance, aiming to improve transmission accuracy and increase carrying capacity.

In the production process of RV reducers, unavoidable manufacturing and assembly errors as well as clearances are crucial factors affecting the transmission performance of RV reducers. This paper aims to explore the impact of various influencing factors on the transmission accuracy and cycloid gear contact stress of RV reducers and reveal the influence mechanism of multi-factor coupling on them. Taking the RV-40E-121 precision reducer as the research object, this study utilizes virtual prototyping and finite element analysis technology to investigate the effects of various errors and modified tooth profiles on the transmission accuracy of RV reducers and contact stress of the cycloid gear. The Response Surface Methodology (RSM) combined design experiments are employed to analyze the influence of multi-factor coupling on the transmission accuracy of RV reducers and contact stress of the cycloid gear, fitting design factors and response objectives. The main research contents and results are as follows:

(1) By analyzing the structural characteristics and transmission principle of the RV reducer, the model of ‘fixing pin housing, sun gear as input, planetary carrier as output’ was chosen for investigation, followed by the calculation of its transmission ratio and the meshing frequency of each stage reduction mechanism. Based on the principle of generating cycloidal profiles,

the equations for cycloidal profiles under various modification methods were further derived. The drawing of modified cycloid gear was completed, followed by the establishment of a 3D model for the RV reducer. The virtual prototype of the RV reducer was constructed based on ADAMS, and a multi-body dynamics analysis was conducted. The accuracy of the virtual prototype was verified by comparing simulation results with theoretical values, and the influence laws of various errors (axial positional error of pinhole, radius error of pin gear distribution circle, radius error of pin gear and radial clearance) and modified tooth profiles on the transmission accuracy of the RV reducer are analyzed. Analysis indicates that the transmission error of the RV reducer is positively correlated with various errors and also positively correlated with the equidistant modification amount and the offset modification amount of the cycloid gear. The transmission accuracy of the ‘negative equidistant + positive offset’ combined modification is higher than that of the ‘positive equidistant + negative offset’ combination modification.

(2) By analyzing the contact state during the transmission of the cycloid-pin gear, the method of determining the number of meshing teeth during transmission of cycloid-pin gear and the calculation method of the contact force between the cycloid gear and the pin gear were proposed. A finite element analysis model for the meshing pair of cycloid-pin gear was established based on ABAQUS, and research on the dynamic contact characteristics of cycloid-pin gear transmission was conducted. The

comparison revealed that the variation trends of the finite element analysis results were consistent with theoretical values, with a maximum error not exceeding 10%, validating the accuracy of the finite element model. And the influence laws of various errors and modified tooth profiles on the contact stress of the cycloid gear were analyzed. Results indicate that the contact stress on the cycloid gear profile moves along the direction of the profile, showing a trend of first increasing and then decreasing overall, and the contact stress in the tooth width direction is generally the same. The contact stress of the cycloid gear is positively correlated with various errors (axial positional error of pinhole, radius error of pin gear distribution circle, radius error of pin gear and radial clearance) and also positively correlated with the offset modification amount of the cycloid gear, but negatively correlated with the equidistant modification amount. The contact stress of the ‘positive equidistant + negative offset’ combined modification is lower than that of the ‘negative equidistant + positive offset’ combination modification.

(3) Utilizing the RSM to design combined experiments, the design factors (axial positional error of pinhole, radius error of pin gear distribution circle, radius error of pin gear and radial clearance) and response objectives (transmission accuracy of RV reducers, contact stress of the cycloid gear) were selected. The response surface model was constructed based on experimental data, completing the prediction and precision evaluation of the response objectives, thus validating the accuracy of the response surface model.

Furthermore, response surface and contour maps were generated to analyze the coupling effects of multi-factor on the transmission accuracy of the RV reducer and the contact stress of the cycloid gear. Results indicate that the coupling effect of the radius error of pin gear distribution circle and the radius error of pin gear significantly affects the transmission accuracy of RV reducers, and transmission error decreases with the decrease of the radius error of pin gear distribution circle and the decrease of the radius error of pin gear forward deviation and the increase of reverse deviation. The coupling effect of the axial positional error of pinhole and the radius error of pin gear significantly affects the contact stress of the cycloid gear, and maximum contact stress decreases with the increase of the axial positional error of pinhole reverse deviation and the decrease of the radius error of pin gear.

This study established a response surface model for the transmission accuracy of RV reducers and contact stress of the cycloid gear, revealing implicit functional relationships between various factors and response objectives, which provides technical support for the development of transmission accuracy and contact stress in the field of RV reducer. The research findings can be applied to the design and manufacturing stages of RV reducers to achieve the goal of reducing production costs, thus possessing significant engineering application value.

KEY WORDS: RV reducer, coupling effect, transmission accuracy, contact stress, response surface methodolog

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 研究背景及意义	1
1.2 研究现状	4
1.2.1 传动精度研究现状	4
1.2.2 摆线针轮间接接触应力研究现状	5
1.3 本文研究目的与研究内容	6
1.3.1 研究目的	6
1.3.2 研究内容	7
第 2 章 RV 减速器构型分析	9
2.1 RV 减速器结构特点	9
2.1.1 传动原理概述	9
2.1.2 传动比与啮合频率计算	11
2.2 摆线齿廓成形原理与修形方法分析	14
2.2.1 摆线齿廓成形原理	15
2.2.2 标准摆线齿廓方程	17
2.2.3 摆线齿廓修形方法	18
2.2.4 组合修形摆线齿廓方程	21
2.3 RV 减速器三维模型建立	22
2.3.1 修形摆线轮的绘制	22
2.3.2 关键性装配	23
2.4 本章小结	24
第 3 章 考虑多因素作用的 RV 减速器多体动力学性能研究	26
3.1 RV 减速器虚拟样机的建立	26
3.2 基于 RV 减速器虚拟样机的动力学分析	31
3.2.1 虚拟样机仿真结果分析	31
3.2.2 虚拟样机模型的精度验证	34
3.3 不同误差因素对传动精度的影响	36
3.4 修形齿廓对传动精度的影响	38
3.5 本章小结	40
第 4 章 考虑多因素作用的摆线针轮动态接触性能研究	41

4.1 摆线针轮间接接触应力分析	41
4.1.1 啮合齿数的判定	41
4.1.2 摆线针轮间啮合力计算	42
4.2 摆线针轮啮合副有限元模型的建立	47
4.3 基于 ABAQUS 的摆线针轮动态接触分析	50
4.3.1 有限元结果分析	50
4.3.2 摆线针轮啮合副模型精度验证	51
4.4 不同误差因素对摆线轮接触应力的影响	52
4.5 修形齿廓对摆线轮接触应力的影响	54
4.6 本章小结	55
第 5 章 RV 减速器多因素耦合作用影响研究	56
5.1 响应面试验设计方法	56
5.1.1 响应面原理概述	56
5.1.2 响应面试验设计流程	57
5.2 多因素耦合作用对 RV 减速器传动精度的影响	60
5.2.1 RV 减速器传动精度响应面模型的建立与评估	60
5.2.2 传动精度响应曲面与等高线分析	62
5.3 多因素耦合作用对摆线轮接触应力的影响	64
5.3.1 摆线轮接触应力响应面模型的建立与评估	64
5.3.2 接触应力响应曲面与等高线分析	66
5.4 本章小结	67
第 6 章 总结与展望	69
6.1 全文总结	69
6.2 展望与建议	71
参考文献	72
攻读硕士学位期间学术成果及参研项目	79
致谢	80

插图清单

图 1-1	“四大家族”工业机器人产品	1
图 1-2	2016-2023 年中国工业机器人产量变化情况	2
图 1-3	2016-2023 年国内 RV 减速器需求量变化情况	2
图 1-4	2016-2023 年中国工业机器人市场销量及其份额	3
图 1-5	2023 年国内厂商与四大家族销量占比及收入规模情况	4
图 2-1	RV 减速器机构简图	9
图 2-2	RV 减速器的不同固定类型	10
图 2-3	RV 减速器传动简图	11
图 2-4	摆线轮与针齿传动规律	13
图 2-5	内滚法	15
图 2-6	外滚法	16
图 2-7	标准摆线齿廓成形原理	17
图 2-8	等距修形原理	19
图 2-9	移距修形原理	20
图 2-10	转角修形原理	21
图 2-11	摆线轮模型绘制	23
图 2-12	RV 减速器剖视图	24
图 3-1	基于 ADAMS 的虚拟样机动力学仿真流程图	26
图 3-2	RV 减速器虚拟样机	31
图 3-3	输入转速与负载的变化曲线	32
图 3-4	太阳轮与行星齿轮角速度对比曲线	32
图 3-5	太阳轮与行星架角速度对比曲线	33
图 3-6	曲柄轴质心于 X、Y 轴向位移曲线	33
图 3-7	摆线轮质心于 X、Y 方向位移曲线	34
图 3-8	传动误差曲线	35
图 3-9	虚拟样机的实际转角与理论转角对比曲线	35

图 3-10	四因素传动误差曲线	37
图 3-11	传动误差变化趋势	38
图 3-12	单修形对传动误差的影响	39
图 3-13	各修形方法下 RV 减速器的传动误差对比	39
图 4-1	接触变形与啮合力臂的关系图	42
图 4-2	卧枕式安装	43
图 4-3	最大初始啮合力计算流程	45
图 4-4	初始啮合间隙与接触变形量的关系	46
图 4-5	基于 ABAQUS 的摆线针轮动态接触分析流程	47
图 4-6	摆线针轮啮合副有限元模型	48
图 4-7	摆线针轮啮合副网格	49
图 4-8	摆线轮接触应力情况	50
图 4-9	最大接触应力变化趋势	50
图 4-10	摆线齿廓曲面接触应力变化图	51
图 4-11	摆线轮接触应力的仿真值与理论值对比	51
图 4-12	四因素接触应力曲线	52
图 4-13	接触应力变化趋势	53
图 4-14	单修形对摆线轮接触应力的影响	54
图 4-15	各修形方法下摆线轮接触应力对比	54
图 5-1	研究因素类型	58
图 5-2	响应面设计流程图	60
图 5-3	RV 减速器传动精度响应面模型的对比验证	62
图 5-4	多因素耦合作用对 RV 减速器传动误差的影响	63
图 5-5	摆线轮接触应力响应面模型的对比验证	65
图 5-6	多因素耦合作用对摆线轮接触应力的影响	66

插表清单

表 2-1	RV 减速器基本结构参数	11
表 2-2	理论转速计算结果	13
表 2-3	不同固定类型的 RV 减速器总传动比	14
表 3-1	RV 减速器的主要零部件材料属性	27
表 3-2	RV 减速器各构件约束关系	28
表 3-3	关键部件的仿真准确性验证	36
表 3-4	初始误差值	37
表 3-5	组合修形方法与对应修形量	39
表 4-1	啮合摆线轮齿对间的理论接触应力	46
表 4-2	平滑分析步设置	50
表 5-1	响应面试验设计因素与水平	59
表 5-2	响应面试验设计及结果	59
表 5-3	传动精度响应面模型的方差分析	61
表 5-4	接触应力响应面模型的方差分析	65

第 1 章 绪论

1.1 研究背景及意义

随着“中国制造 2025”的施行，我国的装备制造业开始由扩大数量规模朝提升效益质量转向。在《“十四五”智能制造发展规划》中也提出：智能制造产业的发展将日益显重，传统制造业实现转型升级的突破口将是以机器人和精密数控加工中心为主要代表的高端自动化装备产业^[1,2]。其中，工业机器人是用于智能制造和生产的高端装备，也是实现工业生产自动化的有效手段，并在汽车、航空航天、新能源等领域有着广泛应用，不仅推动了制造业的快速发展，也促进了社会经济的繁荣^[3]。

目前，国外的工业机器人技术已日趋成熟，尤其是欧洲、日本等地区在工业机器人的研发与生产方面处于领先地位，其中国际知名的机器人企业主要有瑞典 ABB 机器人公司、德国 KUKA 公司、日本 FANUC 公司以及 YASKAWA 公司等，它们占据工业机器人的市场份额达到 60%~80%^[4,5]，其工业机器人产品如图 1-1 所示。



图 1-1 “四大家族”工业机器人产品

(a) ABB; (b) KUKA; (c) FANUC; (d) YASKAWA

由于我国的工业机器人产业起步较晚，相比国外在工业机器人产品市场效益方面的优势并不凸显，所以攻破其核心技术成为亟需解决的关键任务。而工业机器人的核心部件主要是精密减速器、伺服系统和电路控制，它们占生产总成本的 60%，我国作为全球装机容量最大的国家，精密减速器却占到总成本的 30%以上^[6]。

根据国家统计局的数据显示，2016 年至 2023 年期间，中国工业机器人产量的变化情况如图 1-2 所示。

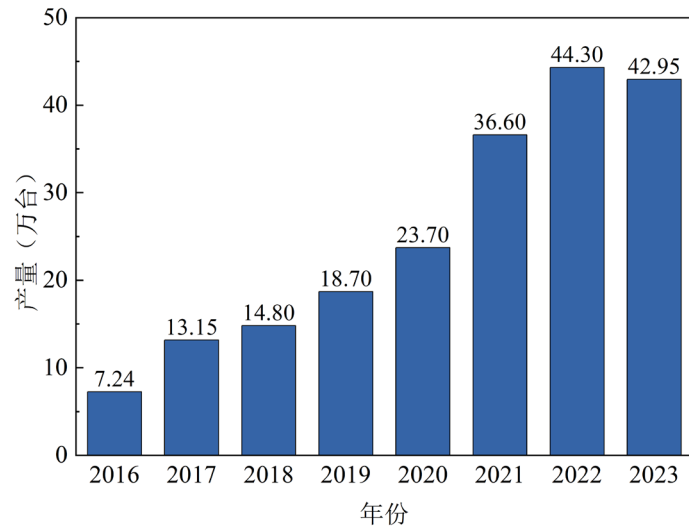


图 1-2 2016-2023 年中国工业机器人产量变化情况

RV 减速器作为精密减速器的代表，是由摆线针轮传动衍生而来的二次传动部件，具有刚性大、传动比大、传动精度高、传动效率高、结构紧凑等特点，主要运用在工业机器人的腰、肩、肘部等处作为关节减速装置，并在同列高端智能装备中也得到广泛的应用^[7,8]。

根据高工机器人产业研究所(GGII)的数据显示，2023 年中国工业机器人用 RV 减速器的需求量为 52.01 万台，同比增长 13.21%，具体如图 1-3 所示。

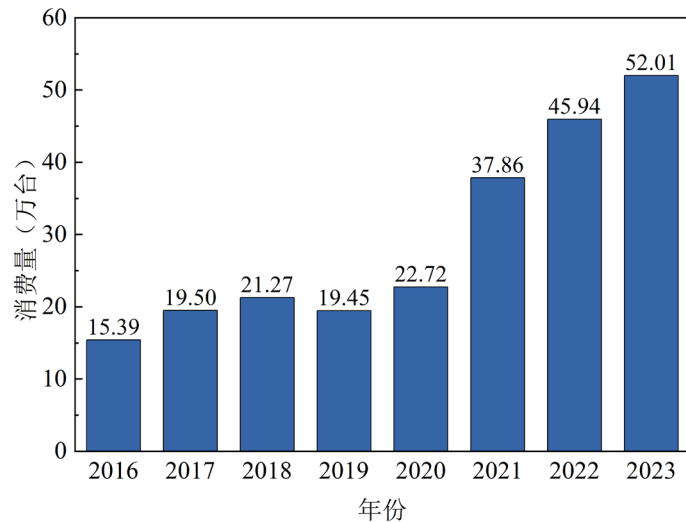


图 1-3 2016-2023 年国内 RV 减速器需求量变化情况

由此可以预见，未来五年内精密减速器仍将是中国重点发展的核心零部件，而工业机器人国产化替代进程的加快将在很大程度上带动国产精密减速器的发展。

RV 减速器在生产过程中会出现无法避免的制造误差、装配误差和间隙，这会导

致其传动精度和运动平稳性受到影响，并且在复杂的工况条件下，还会造成零部件的振动冲击，减少其使用寿命。同时，由于工业机器人需要保持较快的运动速度进行长期高负载作业，其对关节减速装置的重复定位精度、刚度以及动态性能有着严格的要求^[9]。所以从某种程度上来说，RV 减速器的性能就直接决定着工业机器人的工作性能。

根据 GGII 数据显示，2023 年中国工业机器人市场销量达到 31.6 万台，同比增长 4.29%，而国产工业机器人的市场份额也在同年突破 50%，从销量口径上首次实现反超外资企业，具体如图 1-4 所示。

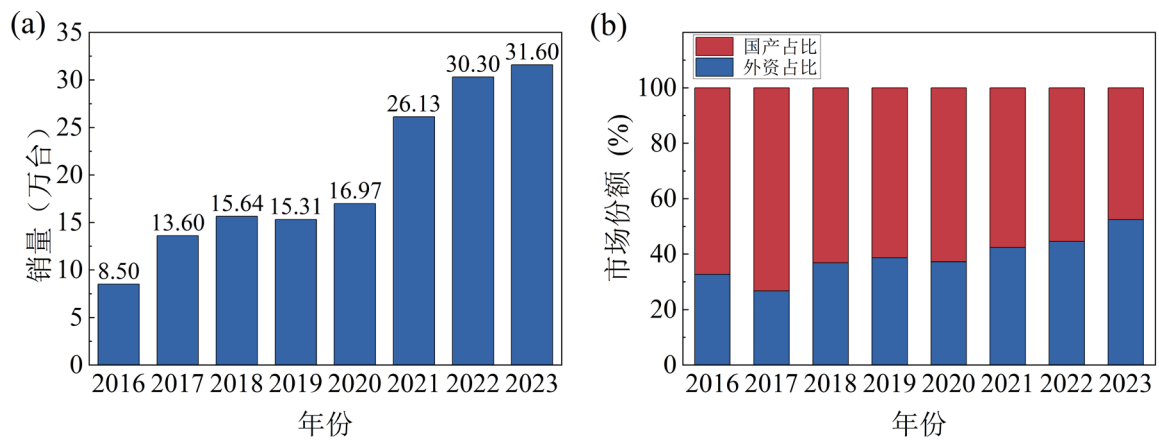


图 1-4 2016-2023 年中国工业机器人市场销量及其份额

(a) 市场销量；(b) 市场份额

虽然国产工业机器人在市场销量方面开始实现超越，以及近几年国内自主研发和生产 RV 减速器的企业也逐渐增多，但目前国产 RV 减速器的性能与国外的 RV 减速器相比还是存在一定的差距，比如存在传动精度较低、承载能力较低、磨损较大和易发热等问题。并且根据 GGII 数据显示，2023 年国产工业机器人的总体销量占比超过 50%，“四大家族”销量占比 32.58%，但从收入规模来看，国产总体的产值规模明显小于“四大家族”的工业机器人业务营收总和，如图 1-5 所示。

由此可见，如果国产厂商还是长期依赖于从国外进口 RV 减速器进行装机，这将直接导致国产工业机器人的生产成本增加，从而继续出现国产工业机器人销量规模大，产值规模小的局面，不利于国内工业机器人的良性发展^[10]。

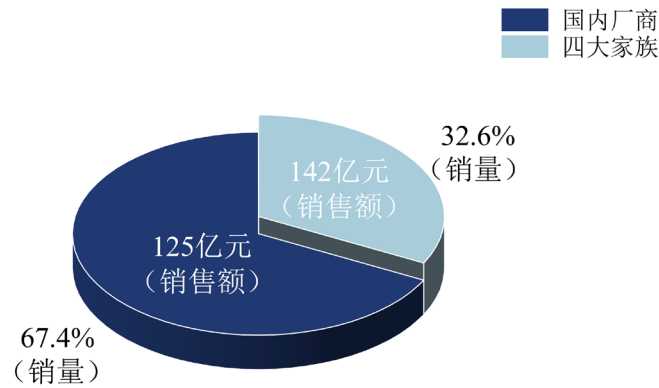


图 1-5 2023 年国内厂商与四大家族销量占比及收入规模情况

因此，要形成工业机器人的高端智能产业化，就需加大对 RV 减速器的技术投入，有必要对其开展传动精度和动态啮合接触应力方面的研究，以提高 RV 减速器的传动精度和承载能力。这对设计性能优良的国产 RV 减速器以及推动国产工业机器人的发展具有重要的理论指导意义和实际价值。

1.2 研究现状

1.2.1 传动精度研究现状

RV 传动机构是从摆线针轮传动机构上演化而来的新型传动方式，传动精度是检验 RV 减速器性能的关键指标，其对于工业机器人以及其它高端智能设备的高效运行至关重要。

RV 减速器的结构复杂，其各零部件在生产和组装过程中存在的制造和装配误差是影响其传动精度的重要因素^[11,12]。因此，国内外很多学者针对不同原始误差对 RV 减速器传动精度的影响进行了许多研究。Blanche 与 Yang^[13,14]建立了具有加工偏差的齿侧间隙分析模型，研究了齿隙和扭矩脉动的周期性变化对传动精度的影响。李兵等^[15]建立传动误差分析模型，得到各部件原始误差对转角误差的影响规律，并与 Blanche 的方法对比验证了模型正确性。杨玉虎等^[16]利用传递矩阵法建立了机构精度分析模型，研究了各部件原始误差与最终输出误差的解析关系。Hidaka 等^[17-19]利用等价模型建立静力学传动误差分析模型，研究了各零部件误差及其组合对传动精度的影响。Shan 等^[20]利用集中质量法和结构法建立数学模型，综合分析了多种误差和间隙对动态传动精度的影响，并计算了传动误差。Han 等^[21]采用 Sobol 方法研究各种误差对传动精度影响的灵敏度，并针对性调整主要误差，以提高传动精度。

随着对 RV 减速器的进一步分析,越来越多的学者逐渐地转向研究动态传动精度领域。Li 等^[22]通过建立的有侧隙摆线针轮啮合模型,计算动态加载前后的传动误差以及传动比波动等指标。韩林山等^[23-27]构建了动态非线性传动精度分析模型,综合研究了各零件误差对传动精度的影响。Ahn 等^[28]采用有限元方法分析了摆线盘与销之间的公差和摩擦对 RV 减速机传动精度的影响。Jiang 等^[29]针对制造和装配误差的不确定性,预测了 RV 减速器的可靠性,并探讨了误差随机性对其动态传动特性的影响。Yang 等^[30]提出了一种通过已建立的运动学等效机制进行误差分析建模的方法,研究了原始误差对高速和低速阶段传动精度的影响。Hu 等^[31]提出了一种弹性传动误差补偿方法,以确定对传动误差产生正向影响的误差因素,以减小 RV 减速器的弹性误差。

以上学者普遍利用试验和数值模拟方法探究影响 RV 减速器传动精度的因素及影响过程,从而得出各因素与传动误差之间的影响规律,但并未将各因素综合考虑,以研究多因素之间的耦合作用对 RV 减速器传动精度的影响规律。本文利用响应面法设计组合试验,建立影响因素与传动误差之间的直接联系,方便分析和预测多因素耦合作用对 RV 减速器传动精度的影响。并且借助虚拟样机技术,可更加直观地观察到 RV 减速器中各构件的运动状态,从而高效分析各构件的传动特性以及传动误差的传递过程。

1.2.2 摆线针轮间接接触应力研究现状

摆线针轮传动机构作为 RV 减速器中关键的传动机构,其间摆线轮与针轮啮合接触的性能直接影响着 RV 减速器的承载能力,而摆线针轮传动又属于多齿接触的非线性问题,啮合机理复杂,所以国内外学者针对其啮合特性进行了大量的研究。

Malhotra 等^[32]分析了摆线针轮传动中的不同构件的受力情况,并系统地研究了不同设计参数对构件的受力以及接触应力的影响。Carlo 等^[33]基于摆线针轮式减速器的传动原理与结构特点,提出了关于摆线轮受力分布的简化计算方法。Xu 等^[34,35]通过将摆线齿廓离散化建立了多齿接触模型,分析了齿隙对摆线针轮间接接触载荷的影响。Lin 等^[36]同样利用离散化方法进行了摆线轮的齿面接触分析,计算了每个啮合齿对的接触变形量。Sun 等^[37-39]提出了采用离散点计算接触力的齿面接触分析方法,并分析了摆线针轮的承载传动特性。王辉等^[40]分析了摆线针轮啮合副动态接触

的具体过程，并建立了动力学模型。关天民等^[41,42]提出了一种新型修形方法，同时保证了传动精度和承载能力，并基于摆线针轮间的初始间隙的计算，给出了分析摆线针轮传动间啮合受力的方法。李宇涛等^[43]建立了有侧隙的摆线针轮啮合力分析模型，研究了侧隙对摆线针轮啮合副接触力的影响。张跃明等^[44]提出了判定摆线针轮间所存在的最大啮合力的方法，并基于两者间的多齿接触分析和接触强度分析建立了评估模型。丁国龙等^[45]基于多齿啮合特性，提出了一种新型摆线轮修形方法，可有效降低摆线轮齿面的接触应力，改善摆线轮齿面的受力分布。

很多学者为了更加直观地了解摆线针轮传动的具体过程以及精确地模拟摆线轮与针轮之间的非线性接触，选择采用有限元法和基于赫兹接触理论的方法进行摆线针轮动态接触特性的研究^[46-51]。Blagojevic 等^[52,53]利用有限元法对其提出的新型摆线针轮减速器中摆线轮的应力分布状态进行了实验分析，证明了其具有良好的动平衡性和稳定性。Tran 等^[54]将运动学分析与有限元法相结合，研究了摆线针轮减速器在传动时的力学特性。朱梦等^[55]利用 Adams 仿真软件研究了针轮与摆线轮的接触特性，并计算了啮合传动时的最大接触力。梁强等^[56]利用有限元软件在考虑摆线轮修形和变负载情况下，研究了摆线针轮在传动周期内啮合齿数和接触应力的变化情况。王瑞等^[57]基于摆线轮的理论分析，利用有限元分析得到摆线轮在传动过程中沿齿廓的应力分布情况。

由于摆线针轮传动的复杂结构，导致开展摆线针轮啮合副间轮齿承载接触问题的试验研究比较困难，并且难以直接测得摆线轮齿间的接触应力，但是摆线轮的接触强度校核又关系着 RV 减速器整机的传动性能评估。因此，建立摆线针轮啮合副有限元分析模型，实现对实际接触状态的模拟以及摆线轮接触应力的预测是十分必要的。以上学者利用数值模拟和有限元法探究了摆线针轮传动时的力学特性，但很少考虑实际应用中的制造、装配误差的影响，并且同样忽略多种误差因素之间的耦合作用对摆线轮接触应力的影响。

1.3 本文研究目的与研究内容

1.3.1 研究目的

本文以工业机器人用 RV 减速器作为研究对象，鉴于 RV 减速器及其传动具有

一定复杂性,其传动精度和摆线轮接触应力与诸多变动要素之间没有明确的表达式,所以基于虚拟样机技术和建立的摆线针轮啮合副有限元模型,将响应面法引入到 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力研究中。分析得到响应目标与各设计变量之间的变化关系,使得多种因素与 RV 减速器传动误差以及摆线轮接触应力之间的函数关系显式化。提高针对 RV 减速器传动精度和摆线轮接触应力分析的效率,从而提高传动精度,降低摆线轮齿面接触应力,有效提高 RV 减速器的使用寿命。

1.3.2 研究内容

本课题来源于浙江环动机器人关节科技股份有限公司的横向课题“摆线轮接触应力分析及检测技术开发”(编号:SHKJ-ZJB-2022-276)。本文建立了 RV 减速器的三维模型,并根据其传动原理和基本结构特征,在 ADAMS 软件中搭建了 RV 减速器的虚拟样机原型,基于虚拟样机研究了 RV 减速器的相关传动特性和传动误差,以及验证运用虚拟样机技术研究其传动精度的可行性。基于 ABAQUS 软件对摆线针轮啮合副进行了有限元分析,研究了摆线针轮传动中动态接触特性和摆线齿廓上接触应力的变化,以及验证运用有限元技术研究摆线轮接触应力的可行性。同时,设计响应面组合试验研究制造、装配误差、径向间隙对 RV 减速器的传动精度与摆线轮接触应力的影响状况。其主要内容安排如下:

第 1 章:绪论。简要概述了 RV 减速器对于推动工业机器人和智能制造产业发展的重要性,并论述了国内外相关领域的研究现状,对本文的主要研究内容进行总结概括。

第 2 章:RV 减速器构型分析。详细介绍了 RV 减速器的结构特点和传动原理,分析了 RV 减速器的不同固定类型对应的不同使用途径,计算了 RV 减速器的总传动比和各级减速机构的啮合频率。根据摆线齿廓成形原理,进一步推导出各种修形方法对应的摆线齿廓方程,并进行不同修形齿廓的优异性对比。分析了修形摆线轮的绘制过程和建立 RV 减速器三维模型的主要过程。

第 3 章:考虑多因素作用的 RV 减速器多体动力学性能研究。基于建立的 RV 减速器三维模型,分析了利用 ADAMS 软件搭建了 RV 减速器虚拟样机的详细过程,并对 RV 减速器展开了多体动力学分析。研究了相关主要部件的传动特性以及整机传动误差,验证了所建立的虚拟样机的准确性和可靠性,并分析了四种主要误差因

素与不同修形齿廓对 RV 减速器传动精度的影响规律。

第 4 章：考虑多因素作用的摆线针轮动态接触性能研究。提出了修形后摆线针轮传动时啮合齿数的判定方法以及摆线轮与针轮间接触力的计算方法，并分析了基于摆线针轮传动机构建立摆线针轮啮合副有限元模型的具体过程。研究了摆线轮与针轮动态接触特性和啮合情况，以及摆线轮齿廓上接触应力的变化情况，验证了所建立的摆线针轮啮合副有限元模型的准确性和可靠性，并分析了四种主要误差因素与不同修形齿廓对摆线轮接触应力的影响规律。

第 5 章：RV 减速器多因素耦合作用影响研究。确定设计因素与响应目标，分析了响应面试验的方法以及原理，并给出了利用响应面法研究 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的具体流程。根据试验结果，完成了响应面模型的构建，揭示了研究因素与响应目标之间的隐式函数关系，并验证了预测模型的准确性和可靠性。并绘制相关响应曲面与等高线图，分析了多种因素耦合作用对 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的影响，提高了针对 RV 减速器传动精度和摆线轮接触应力的分析效率。

第 6 章：总结与展望。总结全文的研究内容，并针对研究中的不足对后续的研究提出展望。

第 2 章 RV 减速器构型分析

RV 减速器的结构特点直接关系到其在传动系统中的性能表现。本章将深入探讨 RV 减速器的传动原理、结构特点以及摆线齿廓的成形原理和修形方法，并基于其传动原理，按照实际运动副情况进行精确装配，完成三维整机模型的建立。这些内容将为后续章节的 RV 减速器多体动力学性能研究和摆线针轮动态接触有限元分析提供模型依据。

2.1 RV 减速器结构特点

本文选用 RV-40E-121 型精密减速器（下称 RV 减速器）作研究对象，通过逐级分析 RV 减速器的内部结构及其传动原理，得到 RV 减速器的各个零部件的相互配合关系，同时探讨了 RV 减速器在不同固定类型下的两种使用场景，为建立准确且无干涉的 RV 减速器三维模型提供了基础。

2.1.1 传动原理概述

RV 减速器分两级减速，由Ⅰ级渐开线行星齿轮减速机构和Ⅱ级摆线针轮减速机构组成，具体机构简图如图 2-1 所示。

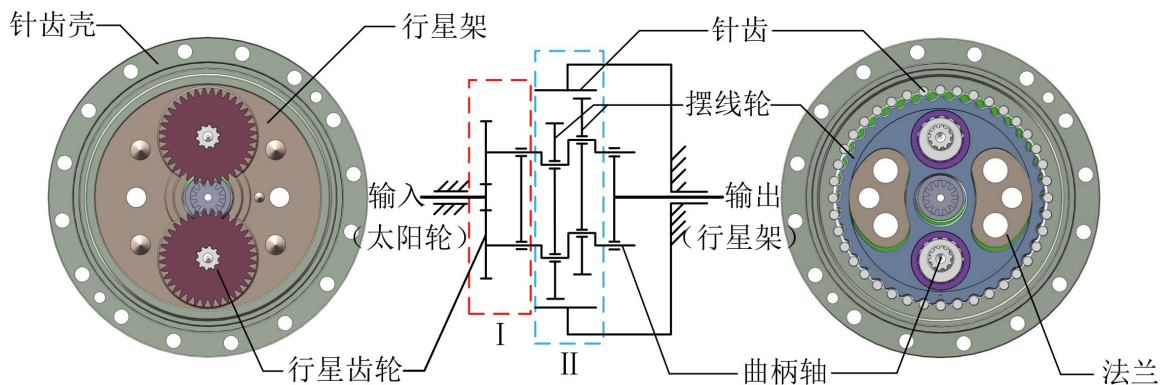


图 2-1 RV 减速器机构简图

对 RV 减速器中的主要零件用以不同的固定类型可得到两种使用途径，分别作为减速装置或者增速装置用途。为了便于对 RV 减速器进行多体动力学性能研究，本文选用如下图 2-2 所示作减速装置用途的(a)固定类型。

以输入轴（太阳轮）按顺时针方向转动为例，应用(a)固定类型的 RV 减速器传

动原理为：

(1) 第I级渐开线行星齿轮减速机构

固定针齿壳，输入轴作为I级渐开线行星齿轮减速机构的输入，以顺时针方向转动，则行星齿轮作逆时针方向自转，按齿数比进行减速。

(2) 第II级摆线针轮减速机构

两个同向偏置且与行星齿轮固联的曲柄轴作为II级摆线针轮减速机构的输入，曲柄轴随行星齿轮作逆时针方向自转，并驱动两片相位差为 180 度的摆线轮作顺时针方向公转。此时摆线轮通过公转运动与针齿接触，通过啮合作用使其绕自身回转中心作逆时针方向自转，同时反向推动曲柄轴顺时针方向公转，随之通过输出盘（行星架与法兰固定一体）以顺时针方向自转实现最终输出运动。

相反，若输入轴以逆时针方向转动，则输出盘以逆时针方向转动。

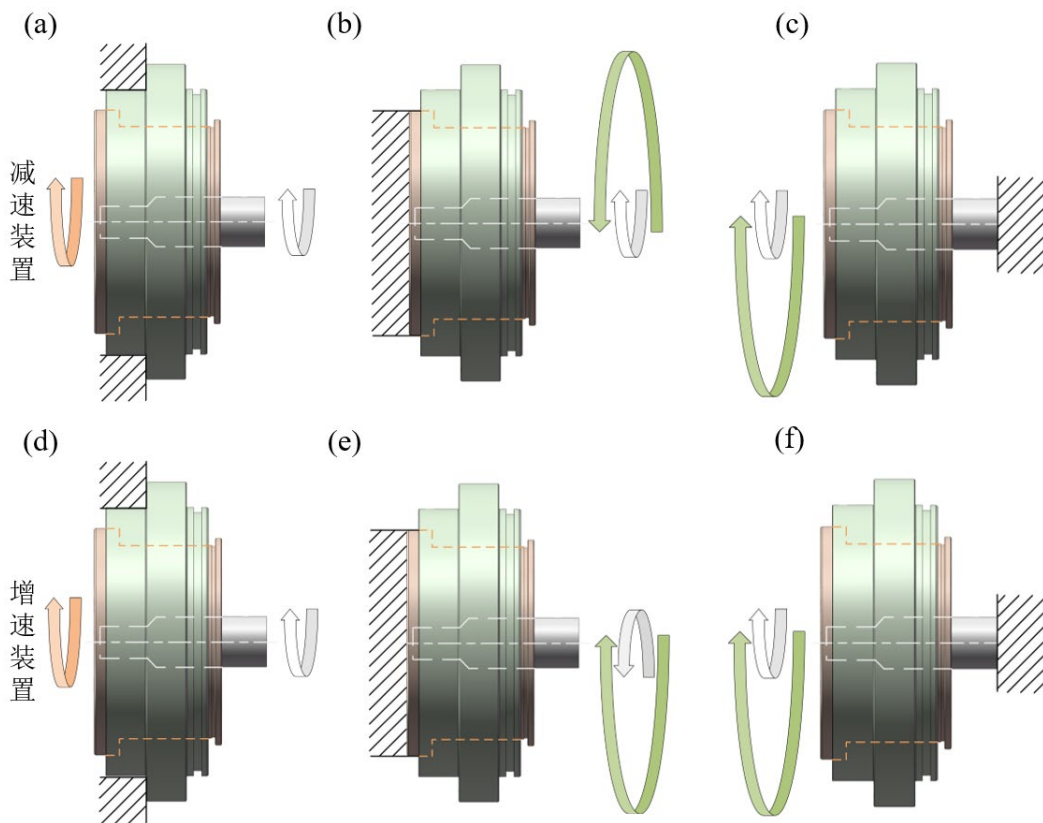


图 2-2 RV 减速器的不同固定类型

- (a) 针齿壳固定，行星架输出的情况（太阳轮作为输入）；(b) 行星架固定，针齿壳输出的情况（太阳轮作为输入）；(c) 太阳轮固定，行星架输出的情况（针齿壳作为输入）；(d) 针齿壳固定，太阳轮输出的情况（行星架作为输入）；(e) 行星架固定，太阳轮输出的情况（针齿壳作为输入）；(f) 太阳轮固定，针齿壳输出的情况（行星架作为输入）

2.1.2 传动比与啮合频率计算

(1) RV 减速器的传动比计算

RV 减速器的基本结构参数如表 2-1 所示，其传动简图如图 2-3 所示。

表 2-1 RV 减速器基本结构参数

名称	符号	参数
太阳轮齿数	Z_1	12
行星齿轮齿数	Z_2	36
行星齿轮压力角	α	20°
针齿齿数	Z_p	40
针齿半径	r_{rp}	3 mm
针齿分布圆半径	r_p	64 mm
摆线轮齿数	Z_c	39
短幅系数	K_1	0.8125
曲柄轴偏心距	a	1.3 mm

RV 减速器分为两级减速机构，其总传动比可以通过如下方所示的计算过程得到，在以下公式推导及表 2-2、表 2-3 中，“负号”代表部件转动方向与初始转速输入方向相反。

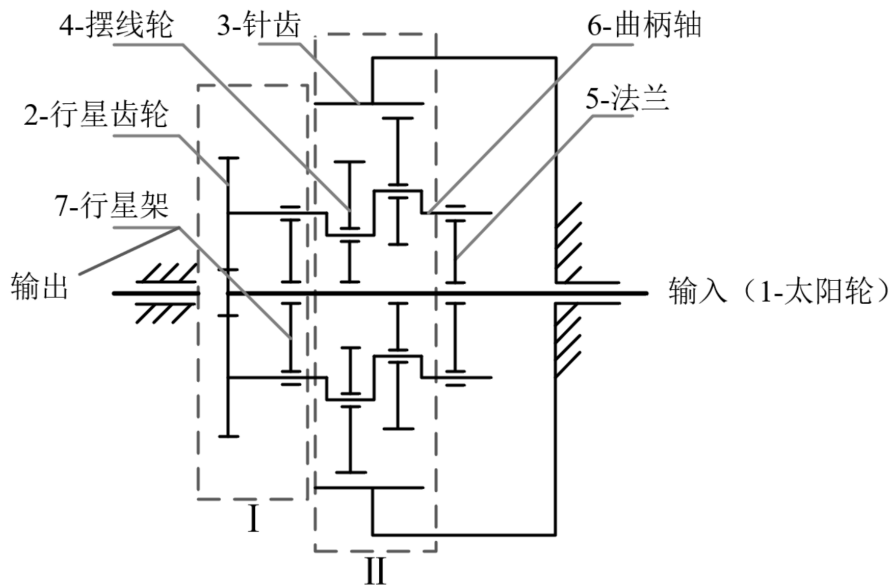


图 2-3 RV 减速器传动简图

第 I 级渐开线行星齿轮减速机构的速比值为：

$$R_{12}^7 = \frac{n_1 - n_7}{n_2 - n_7} = -\frac{Z_2}{Z_1} \quad (2-1)$$

第II级摆线针轮减速机构的速比值为：

$$R_{43}^6 = \frac{n_4 - n_6}{n_3 - n_6} = 1 - \frac{n_4}{n_6} = \frac{Z_p}{Z_c} \quad (2-2)$$

式中， n_1 —太阳轮（输入）转速；

n_2 —行星齿轮转速；

n_3 —针齿转速，针齿固定在针齿壳上，其转速为 0；

n_4 —摆线轮转速；

n_6 —曲柄轴转速；

n_7 —行星架（输出）转速。

根据 RV 减速器传动原理可知，II级减速机构中的曲柄轴自转转速 n_6 与I级减速机构中的行星齿轮自转转速 n_2 相同，则曲柄轴自转转速为：

$$n_6 = n_2 \quad (2-3)$$

由输出机构传动原理可知，摆线轮通过与针齿接触啮合作用自身产生自转并推动曲柄轴公转，曲柄轴公转推动输出盘自转。

因此，摆线轮自转转速 n_4 与曲柄轴公转转速相同，输出盘的转速 n_7 与摆线轮的自转转速 n_4 相同，则输出盘的转速为：

$$n_7 = n_4 \quad (2-4)$$

联立式(2-1)~(2-4)并代入表 2-1 中对应参数值求解，得到 RV 减速器速比值为：

$$R_{17} = \frac{n_1}{n_7} = 1 + \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 (Z_p - Z_c)} = 121 \quad (2-5)$$

即 RV 减速器的总传动比 i 为 121:1。

（2）RV 减速器的啮合频率计算

第II级摆线针轮减速机构的摆线轮与针齿传动规律原理图如图 2-4 所示，其齿轮啮合频率计算过程也如下所示，啮合频率能够充分反映出齿轮在啮合过程中多种参数表现的周期性特征，如啮合刚度、位置以及承受的载荷等。

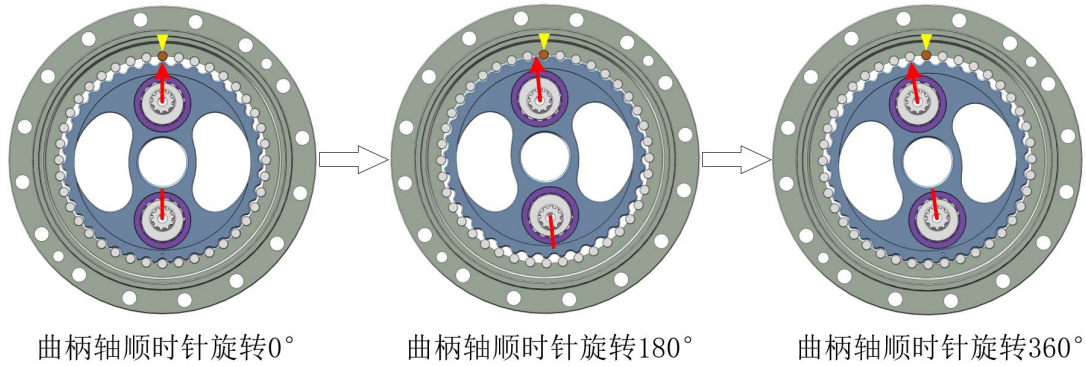


图 2-4 摆线轮与针齿传动规律

由上图可知，当曲柄轴以顺时针方向旋转一圈时，相应的摆线轮啮合转过一个针齿，即曲柄轴转动 180° ，摆线轮绕自身回转中心转动 4.5° ；曲柄轴转动 360° ，摆线轮绕自身回转中心转动 9° 。

RV 减速器中各主要传动部件的额定转速如表 2-2 所示，分别以第I级渐开线行星齿轮减速机构和第II级摆线针轮减速机构为研究对象。

表 2-2 理论转速计算结果

名称	符号	转速值
太阳轮额定转速	n_1	1815 r/min
行星齿轮理论转速	n_2	-605 r/min
摆线轮理论转速	n_4	15 r/min
曲柄轴理论转速	n_6	-605 r/min
行星架额定转速	n_7	15 r/min

齿轮啮合频率可根据齿轮的齿数乘以齿轮的相对转频得到：

$$f_R = Z_i f_r \quad (2-6)$$

$$f_r = \frac{n_i}{60} \quad (2-7)$$

式中， f_R —齿轮啮合频率；

f_r —相对转频；

Z_i —齿轮齿数；

n_i —相对转速。

太阳轮相对转速可由式(2-1)得到：

$$n_{17} = n_1 - n_7 \quad (2-8)$$

太阳轮相对转频为：

$$f_1 = \frac{n_{17}}{60} = \frac{n_1 - n_7}{60} \quad (2-9)$$

则第I级摆线针轮减速机构的啮合频率为：

$$f_1 = Z_1 \frac{n_{17}}{60} = Z_1 \frac{n_1 - n_7}{60} = 360Hz \quad (2-10)$$

摆线轮相对转速可由式(2-2)得到：

$$n_{43} = n_4 - n_6 \quad (2-11)$$

摆线轮相对转频为：

$$f_2 = \frac{n_{43}}{60} = \frac{n_4 - n_6}{60} \quad (2-12)$$

则第II级摆线针轮减速机构的啮合频率为：

$$f_{II} = Z_c \frac{n_{43}}{60} = Z_c \frac{n_4 - n_6}{60} = 403Hz \quad (2-13)$$

以(a)固定类型的 RV 减速器的速比值 R 为例，其余固定类型的 RV 减速器总传动比见表 2-3。可知通过对 RV 减速器使用不同的固定方法，会导致最终的整机传动比、输出方向各不相同。因此，在实际工程中使用 RV 减速器需要根据实际情况选择合适的固定类型。

表 2-3 不同固定类型的 RV 减速器总传动比

固定类型	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
总传动比	$i_a=R$	$i_b=-(R-1)$	$i_c=R/(R-1)$	$i_d=1/R$	$i_e=-1/(R-1)$	$i_f=(R-1)/R$
输入/输出方向	同向	反向	同向	同向	反向	同向

2.2 摆线齿廓成形原理与修形方法分析

摆线轮是 RV 减速器中最为核心的部件，RV 减速器的传动精度及承载能力都与其有着紧密的联系^[58]。标准摆线轮与针齿的传动过程中，摆线轮和针齿的齿廓之间不存在齿侧间隙与齿顶间隙。虽然这种无间隙的传动精度很高，但是实际工程中，为了补偿摆线轮与针齿的各种加工误差以及润滑油膜厚度等因素，往往不采用标准的摆线齿廓，而选择对其进行齿廓修形，使之与针齿之间产生一定量的齿侧、齿顶间隙^[59,60]。

2.2.1 摆线齿廓成形原理

摆线针轮传动中的摆线轮齿廓一般选用的是短幅外摆线的等距曲线，其与针齿齿廓互为共轭曲线，可分别由内滚法、外滚法两种方法形成，成形原理如下所述。

(1) 内滚法成形原理

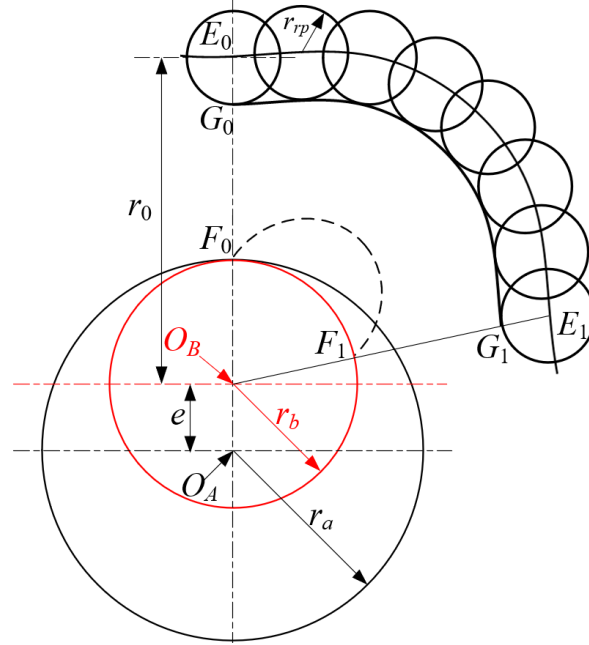


图 2-5 内滚法

如上图 2-5 所示，半径为 r_b 的滚圆 B 内切于半径为 r_a 的固定基圆 A 上，切点为 F_0 点，两圆相距 e 。若滚圆 B 沿着基圆 A 的内部作纯滚动运动，当滚圆 B 旋转滚动一周时，位于滚圆 B 圆周上的点 F_0 位移到了 F_1 点，此时点 F_0 和点 F_1 的运动轨迹 F_0F_1 则为基本外摆线。若滚圆 B 外有一点 E_0 距离其圆心 O_B 的长度是 r_0 ，当滚圆 B 从起点同样旋转滚动一周时，点 E_0 和点 E_1 的运动轨迹 E_0E_1 则为短幅外摆线。其短幅系数为：

$$K_1 = \frac{r_b}{O_B E_0} = \frac{r_b}{r_0} \quad (2-14)$$

短幅系数 K_1 是摆线轮齿廓的重要影响参数， K_1 值的大小控制着短幅外摆线与滚圆 B 的距离，同时也影响着摆线轮与针齿的啮合情况。实际上，点 E_0 和点 E_1 的运动轨迹 E_0E_1 是摆线轮的理论齿廓，针齿齿廓则是以点 E_0 为圆心， r_p 为半径的圆形廓线。若以弧线 E_0E_1 上连续的点为圆心， r_p 为半径画圆，所作出的一系列圆簇内包络线 G_0G_1 则是摆线轮的实际齿廓，即短幅外摆线的等距曲线。

(2) 外滚法成形原理

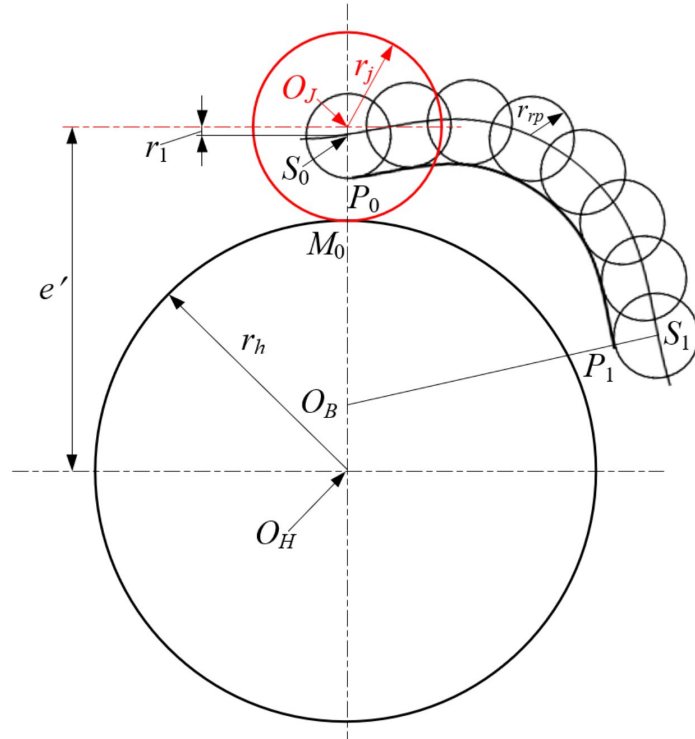


图 2-6 外滚法

如上图 2-6 所示，半径为 r_j 的滚圆 J 外切于半径为 r_h 的固定基圆 H 上，切点为 M_0 点，两圆相距 e' 。若滚圆 J 沿着基圆 H 的外部作纯滚动运动，当滚圆 J 旋转滚动一周时，滚圆 J 圆周上任一点运动的轨迹都是基本外摆线。若滚圆 J 内有一点 S_0 距离其圆心 O_J 的长度是 r_1 ，当滚圆 J 从起点同样旋转滚动一周时，点 S_0 和点 S_1 的运动轨迹 S_0S_1 则为短副外摆线。其短幅系数为：

$$K_1 = \frac{\overline{O_J S_0}}{r_j} = \frac{r_1}{r_j} \quad (2-15)$$

若以弧线 S_0S_1 上连续的点为圆心， r_{rp} 为半径画圆，所作出的一系列圆簇内包络线 P_0P_1 则是摆线轮的实际齿廓，即短幅外摆线的等距曲线。

事实上，用内滚法形成的运动轨迹 E_0E_1 和用外滚法形成的运动轨迹 S_0S_1 ，作为两种方法形成的短副外摆线，在满足下列条件时，可以重合且完全相同，即

$$\begin{cases} r_0 = r_j + r_h \\ r_1 = r_b - r_a \\ K_1 = r_1 / r_j \end{cases} \quad (2-16)$$

此时，滚圆 J 的半径 r_j 为：

$$r_j = \frac{r_1}{K_1} = \frac{r_b - r_a}{K_1} \quad (2-17)$$

基圆 H 的半径 r_h 为：

$$r_h = \frac{r_b - r_1}{K_1} = \frac{r_a}{K_1} \quad (2-18)$$

2.2.2 标准摆线齿廓方程

如图 2-7 所示，基于转化轮系法建立静坐标系 $S(O_P, X, Y)$ 、以针齿分布圆中心为原点的针齿坐标系 $S_P(O_P, X_P, Y_P)$ 和以摆线轮中心为原点的摆线轮坐标系 $S_C(O_C, X_C, Y_C)$ ，从而构建一齿差摆线针轮传动的摆线齿廓数学模型。由于本文研究的 RV 减速器采用图 2-2 中所示的 a 类型，所以针齿壳处于固定状态，曲柄轴驱动摆线轮绕针齿分布圆中心进行公转运动，此时摆线轮通过公转运动与针齿接触啮合，记啮合点为 N ，取某一与之啮合针齿的中心 O ， ON 即啮合点处公法线延长与 X 轴交于 L 点，则 N 点的轨迹方程就是摆线齿廓对应方程。

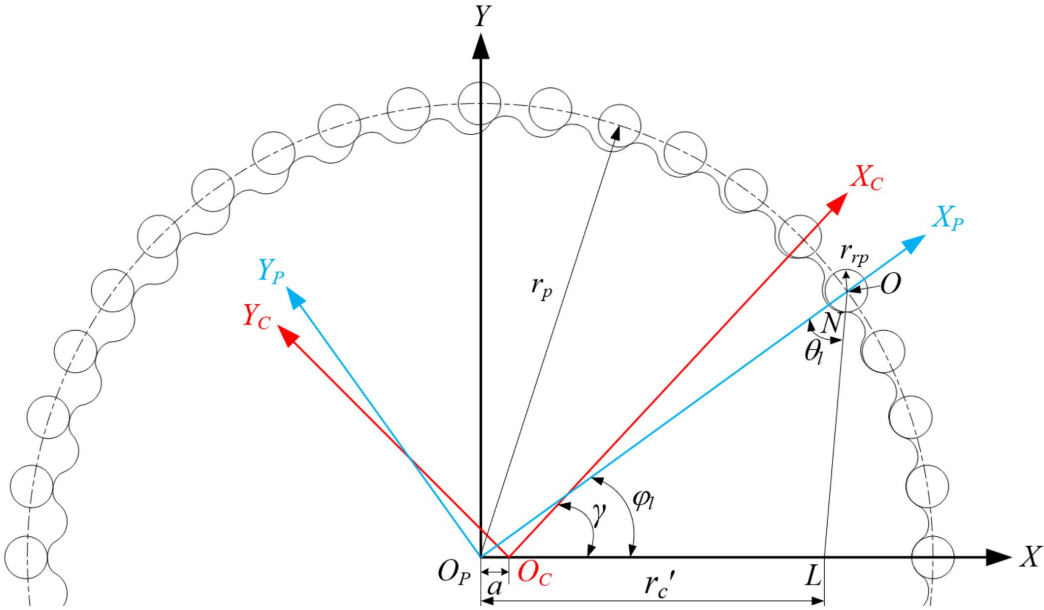


图 2-7 标准摆线齿廓成形原理

如上图，在 $\triangle OO_P L$ 中，根据三角函数余弦定理得：

$$|OL|^2 = |OO_P|^2 + |O_P L|^2 - 2\cos(\phi_l) \cdot |OO_P| \cdot |O_P L| \quad (2-19)$$

再根据三角函数正弦定理得：

$$\frac{|OL|}{\sin(\varphi_l)} = \frac{|OO_P|}{\sin(\pi - \varphi_l - \theta_l)} = \frac{|OO_P|}{\sin(\varphi_l + \theta_l)} \quad (2-20)$$

式中, $|OO_P|=r_p$, $|O_P L|=a+r_c'=aZ_p$;

a —偏心距;

r_c' —摆线轮节圆半径, $r_c'=aZ_c$;

φ_l —针齿中心相对于转臂 $O_P O_C$ 的转角;

θ_l — OL 与 OO_P 的夹角。

则联立式(2-19)和(2-20)得:

$$\begin{cases} \sin(\varphi_l + \theta_l) = \frac{\sin(\varphi_l)}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos(\varphi_l)}} \\ \cos(\varphi_l + \theta_l) = \frac{\cos(\varphi_l) - K_1}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos(\varphi_l)}} \end{cases} \quad (2-21)$$

式中, K_1 —短幅系数, $K_1=aZ_p/r_p$ 。

则此时 N 点在 S_P 坐标系中的方程可表示为:

$$\begin{cases} x_P = r_p \sin(\varphi_l) - r_{rp} \sin(\varphi_l + \theta_l) \\ y_P = r_p \cos(\varphi_l) - r_{rp} \cos(\varphi_l + \theta_l) + a \end{cases} \quad (2-22)$$

摆线轮通过公转运动与针齿接触, 通过啮合作用使其绕自身回转中心作自转运动, 自转产生的角度为 γ , 则 N 点在 S_C 坐标系中的轨迹方程可表示为:

$$\begin{cases} x_C = x_P \cos(-\gamma) + y_P \sin(-\gamma) = x_P \cos(\gamma) - y_P \sin(\gamma) \\ y_C = y_P \cos(-\gamma) - x_P \sin(-\gamma) = y_P \cos(\gamma) + x_P \sin(\gamma) \end{cases} \quad (2-23)$$

式中, γ —曲柄轴自转转角, $\gamma=i_H \cdot \varphi_l$, $i_H=Z_p/Z_c$ 。

联立式(2-22)和(2-23), 可以得到 N 点最终在 S_C 坐标系中的轨迹方程, 即标准摆线齿廓方程表示为:

$$\begin{cases} x_C = (r_p - r_{rp}\phi^{-1})\sin[(1-i_H)\varphi_l] + (a - r_{rp}K_1\phi^{-1})\sin(i_H\varphi_l) \\ y_C = (r_p - r_{rp}\phi^{-1})\cos[(1-i_H)\varphi_l] - (a - r_{rp}K_1\phi^{-1})\cos(i_H\varphi_l) \end{cases} \quad (2-24)$$

式中, $\phi = \sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos(\varphi_l)}$ 。

2.2.3 摆线齿廓修形方法

理论上, 使用标准摆线齿廓的摆线轮在与针齿进行传动的过程中, 会有半数的

针齿在任意时刻与对应的摆线轮齿同时啮合接触，且两者间不存在齿侧间隙与齿顶间隙。但在实际工程上，必须对摆线齿廓进行修形处理，使之与针齿间产生定量合理的啮合间隙，以补偿摆线轮与针齿的各种加工误差以及润滑油膜厚度，这样既便于拆装还保证了连续传动时润滑的良好性。

基于成形磨削法^[61,62]，目前工程上对摆线轮进行修形的常用方法主要有三种：

(1) 等距修形

如图 2-8 所示，在加工摆线轮时，机床其他加工参数不变，改变原有加工刀具（砂轮）的半径 $(r_{rp}+\Delta r_{rp})$ 并保持原本的加工路径，此种加工方式称为等距修形。正等距修形 $(\Delta r_{rp}>0)$ 是将砂轮半径增大，负等距修形 $(\Delta r_{rp}<0)$ 则是将砂轮半径减小。这样修形后的摆线轮齿廓相当于标准理论廓线的等距曲线，其短幅系数 K_1 不发生变化，在其与标准针齿进行传动啮合时，两者之间会产生同等的啮合所需间隙，但是此时的等距修形齿廓与标准针齿齿廓是非完全共轲的。

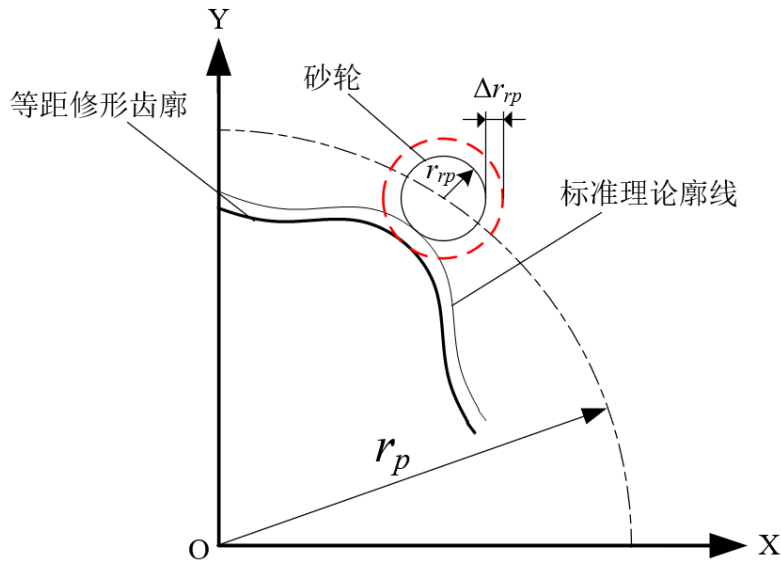


图 2-8 等距修形原理

等距修形的摆线齿廓方程为：

$$\begin{cases} x_1 = (r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp})\phi^{-1})\sin[(1-i_H)\varphi_l] \\ \quad + (a - (r_{rp} + \Delta r_{rp})K_1\phi^{-1})\sin(i_H\varphi_l) \\ y_1 = (r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp})\phi^{-1})\cos[(1-i_H)\varphi_l] \\ \quad - (a - (r_{rp} + \Delta r_{rp})K_1\phi^{-1})\cos(i_H\varphi_l) \end{cases} \quad (2-25)$$

(2) 移距修形

如图 2-9 所示, 在加工摆线轮时, 机床其他加工参数不变, 将砂轮中心沿着朝向工作台中心的方向上移动 Δr_p , 即砂轮中心位置变化 Δr_p , 在本质上等同于针齿分布圆半径变化 $(r_p - \Delta r_p)$ 。正移距修形 $(\Delta r_p > 0)$ 是砂轮中心相对于工作台中心向外远离偏移, 负移距修形 $(\Delta r_p < 0)$ 则是砂轮中心相对于工作台中心向内靠近偏移。此时经过移距修形的摆线轮齿廓的短幅系数发生变化, 在其与标准针齿进行传动啮合时, 两者之间也会产生同等的啮合所需间隙, 但是此时的移距修形齿廓与标准针齿齿廓也是非完全共轲的。

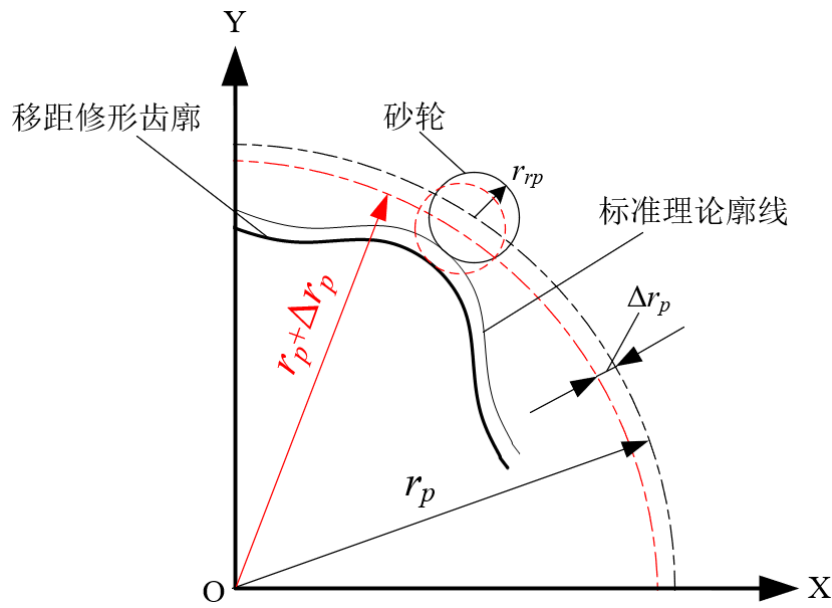


图 2-9 移距修形原理

移距修形的摆线齿廓方程为:

$$\begin{cases} x_2 = (r_p - \Delta r_p - r_{rp} \phi'^{-1}) \sin[(1 - i_H) \varphi_l] \\ \quad + (a - r_{rp} K_1' \phi'^{-1}) \sin(i_H \varphi_l) \\ y_2 = (r_p - \Delta r_p - r_{rp} \phi'^{-1}) \cos[(1 - i_H) \varphi_l] \\ \quad - (a - r_{rp} K_1' \phi'^{-1}) \cos(i_H \varphi_l) \end{cases} \quad (2-26)$$

式中, $\phi' = \sqrt{1 + K_1'^2 - 2K_1' \cos(\varphi_l)}$, $K_1' = aZ_p / (r_p - \Delta r_p)$ 。

(3) 转角修形

如图 2-10 所示, 加工摆线轮时, 不改变任何机床调整参数, 首先按照标准摆线齿廓磨削加工摆线轮, 紧接着将摆线轮相对于初始位置转动一个微小的角度 $\Delta \xi$, 再

按原方法继续加工。这种方法加工后得到的摆线轮齿厚变薄、齿距增大，在其与标准针齿进行传动啮合时，同样可以产生均匀的啮合侧隙，且转角修形过的摆线齿廓与标准针齿齿廓是共轭齿形，但是在其齿顶和齿根处将不存在径向间隙。又因该方法实际操作繁琐，所以一般不单独使用此修形方法。

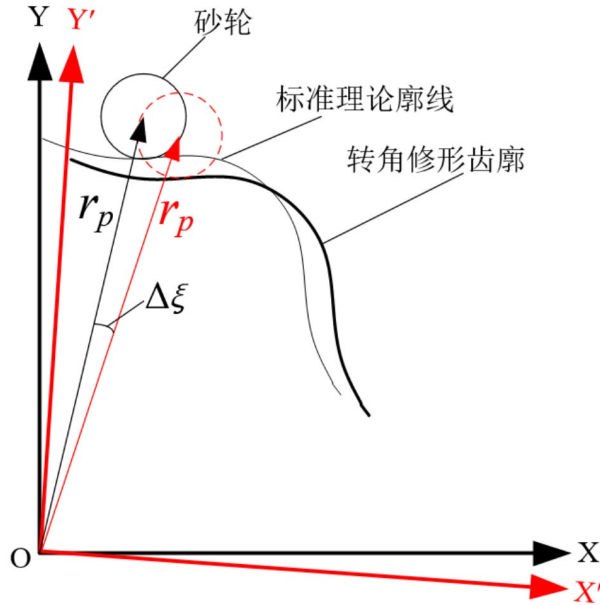


图 2-10 转角修形原理

转角修形的摆线齿廓方程为：

$$\begin{cases} x_3 = (r_p - r_{rp}\phi^{-1})\sin[(1-i_H)\phi_l - \Delta\xi] \\ \quad + (a - r_{rp}K_1\phi^{-1})\sin(i_H\phi_l + \Delta\xi) \\ y_3 = (r_p - r_{rp}\phi^{-1})\cos[(1-i_H)\phi_l - \Delta\xi] \\ \quad - (a - r_{rp}K_1\phi^{-1})\cos(i_H\phi_l + \Delta\xi) \end{cases} \quad (2-27)$$

2.2.4 组合修形摆线齿廓方程

理想的修形后摆线齿廓是使摆线轮的齿根和齿顶处存在一定的径向间隙，从而保证补偿各类加工误差、方便拆装、充分润滑、满足使用精度等。若对摆线轮单独使用以上三种修形方法，则无法同时保证上述要求，所以实际工程应用上常使用“等距+移距”的组合修形方法对摆线齿廓进行修形设计^[63,64]。

根据修形量的正负性，“等距+移距”的组合修形方法可分为“正等距+正移距”、“正等距+负移距”、“负等距+正移距”和“负等距+负移距”四种。在修形量相同的情况下，“正等距+正移距”的修形方法会产生过大的啮合间隙，从而影响

摆线轮与针齿的啮合状态,降低传动精度;“负等距+负移距”的修形方法无法产生合理的啮合间隙,所以不采用此种修形;“正等距+负移距”和“负等距+正移距”的修形方法都能产生一定合理的啮合间隙,从而保证较高的传动精度,但采用“正等距+负移距”的修形方法能够使摆线轮与针齿传动时增加更多的啮合齿对数,提高承载能力^[65,66]。因此,本文选定“正等距+负移距”的组合修形方法用于摆线轮的齿廓设计。

“正等距+负移距”组合修形的摆线齿廓方程如下所示:

$$\begin{cases} X_C = [r_p - \Delta r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp})\phi^{-1}] \cos[(1-i_H)\phi_l] \\ \quad - \frac{a}{(r_p - \Delta r_p)} [r_p - \Delta r_p - Z_p(r_{rp} + \Delta r_{rp})\phi^{-1}] \cos(i_H\phi_l) \\ Y_C = [r_p - \Delta r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp})\phi^{-1}] \sin[(1-i_H)\phi_l] \\ \quad + \frac{a}{(r_p - \Delta r_p)} [r_p - \Delta r_p - Z_p(r_{rp} + \Delta r_{rp})\phi^{-1}] \sin(i_H\phi_l) \end{cases} \quad (2-28)$$

根据文献^[67]可知,摆线轮与针齿之间的径向间隙 Δ_g 在数值关系上等同于等距修形量 Δr_{rp} 与移距修形量 Δr_p 之和,而最佳等距修形量为:

$$\Delta r_{rp}^* = \frac{\Delta_g}{1-W} \quad (2-29)$$

式中, Δ_g —给定的径向间隙数值;

$$W = \sqrt{1 - K_1^2}。$$

最佳移距修形量为:

$$\Delta r_p^* = -\frac{\Delta_g W}{1-W} \quad (2-30)$$

2.3 RV 减速器三维模型建立

2.3.1 修形摆线轮的绘制

原装 RV 减速器的摆线轮和针齿间的径向间隙^[68] $\Delta_g=0.225\text{mm}$,由上文可知选定“正等距+负移距”的组合修形方法进行摆线轮修形,根据式(2-29)和(2-30)可得此径向间隙下对应的最佳等距修形量 $\Delta r_{rp}=0.5395\text{mm}$,最佳移距修形量 $\Delta r_p=-0.3145\text{mm}$ 。

在零件绘制模板中,利用 SolidWorks 软件中草图绘制模块的“方程式驱动的曲

线”功能，填写以下方程式并带入对应计算参数，即可得到一段摆线齿廓。

$$\left\{ \begin{array}{l} x_t = (64 - \Delta r_p - (3 + \Delta r_{rp}) \times (\text{sqr}(1 + (K'_1)^2 - 2 \times (K'_1) \times \cos(t)))^{-1}) \\ \quad \times \cos((-1/39) \times t) - (1.3 - (3 - \Delta r_{rp}) \times K'_1 \times (\text{sqr}(1 + (K'_1)^2 \\ \quad - 2 \times (K'_1) \times \cos(t)))^{-1}) \times \cos((40/39) \times t) \\ y_t = (64 - \Delta r_p - (3 + \Delta r_{rp}) \times (\text{sqr}(1 + (K'_1)^2 - 2 \times (K'_1) \times \cos(t)))^{-1}) \\ \quad \times \sin((-1/39) \times t) + (1.3 - (3 - \Delta r_{rp}) \times K'_1 \times (\text{sqr}(1 + (K'_1)^2 \\ \quad - 2 \times (K'_1) \times \cos(t)))^{-1}) \times \sin((40/39) \times t) \\ K'_1 = (1.3 \times 40 / (64 - \Delta r_p)) \\ t_1 = 0 \\ t_2 = 2 \times \pi \end{array} \right. \quad (2-31)$$

如图 2-11 所示，按照上述操作，可以绘制出摆线轮的一个轮齿廓线，通过“圆周草图阵列”功能，可以形成完整闭合的修形摆线轮齿廓。再利用“拉伸特征”、“切除特征”等命令，绘制得到完整的摆线轮模型。

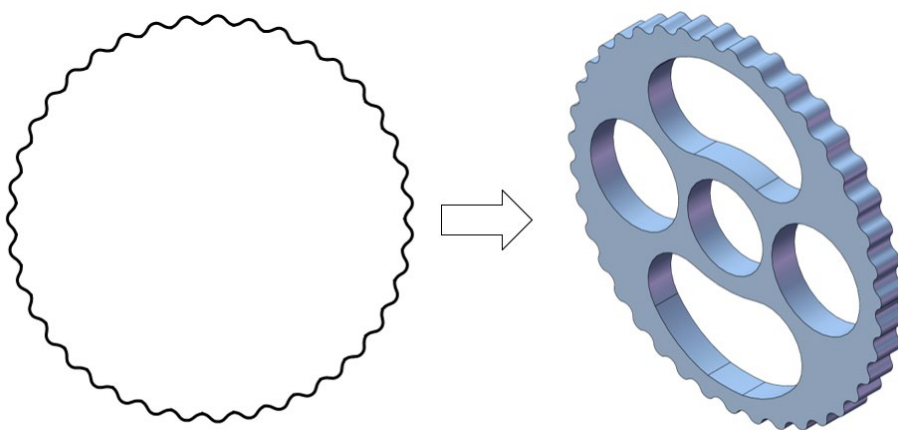


图 2-11 摆线轮模型绘制

2.3.2 关键性装配

保证仿真模拟精确度的关键是建立准确的三维模型，零件的装配质量也同样关系着仿真模型内各部件之间运动副的准确设置。根据表 2-1 中 RV 减速器的基本结构参数，依次完成太阳轮、曲柄轴、行星齿轮、针齿壳、针齿、行星架-法兰等关键零部件的三维建模，再绘制用于各零部件间连接处的轴承、轴套、油封、垫圈以及螺栓、销等紧固件。

使用 SolidWorks 的装配模块进行 RV 减速器的零部件组装，合理地使用“配合”

功能，按照各零部件间正确的相对位置，合理使用“配合类型”，如“标准配合”中的“重合”、“同轴心”和“机械配合”中的“齿轮”等常用配合方法，以此来防止各零部件间产生干涉。

RV 减速器中最关键的装配部分则是摆线轮与针齿的组装，首先要将两片摆线轮呈 180° 的相位差对称放置于曲柄轴上的偏心凸轮处，摆线轮的轴孔中心与偏心凸轮中心保持同轴心配合，同时在偏心凸轮处安装上滚针轴承，完成曲柄轴上摆线轮的装配。再将针齿的中心与针齿壳上对应的针孔中心保持同轴心配合，并且针齿的侧表面与针孔的内表面保持重合关系，确保无隙装配。最后将一片摆线的某一个轮齿的齿顶对准某一个针齿的齿顶，而另一片摆线轮对应 180° 相位差处正是相邻两个轮齿的齿根中心，则同样对准该针齿的齿顶，完成摆线轮与针齿的装配。

接着将行星齿轮固联在曲柄轴前端并与太阳轮进行“齿轮配合”，再将行星架一法兰按正确的配合关系装配进针齿壳中，再利用“评估”模块中的“干涉检查”功能检查整机不存在干涉后，即完成 RV 减速器的整机装配，如图 2-12 所示。

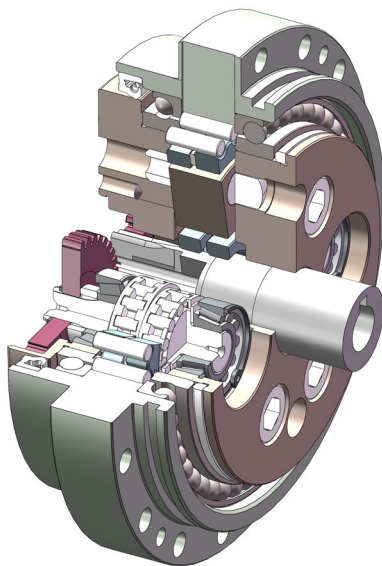


图 2-12 RV 减速器剖视图

2.4 本章小结

本章主要介绍了 RV 减速器的结构特点和传动原理，分析了 RV 减速器的不同固定类型对应的不同输出机构，选定(a)固定类型（针齿壳固定，太阳轮输入，行星架输出）作为研究对象，并计算了其理论传动比及齿轮啮合频率。分析了摆线轮的摆线齿廓成形原理和摆线轮的不同修形方法，并完成了 RV 减速器三维模型的建立。

(1) 分析了 RV 减速器的不同固定类型对应的不同输出机构共有 6 种，其分别为：(a)针齿壳固定，太阳轮输入，行星架输出；(b)行星架固定，太阳轮输入，针齿壳输出；(c)太阳轮固定，针齿壳输入，行星架输出；(d)针齿壳固定，行星架输入，太阳轮输出；(e)行星架固定，针齿壳输入，太阳轮输出；(f)太阳轮固定，行星架输入，针齿壳输出。

(2) 计算了(a)固定类型（针齿壳固定，太阳轮输入，行星架输出）的 RV 减速器的传动比为 121:1，以及第 I 级摆线针轮减速机构的啮合频率为 360Hz，第 II 级摆线针轮减速机构的啮合频率为 403Hz。

(3) 推导了摆线轮的标准齿廓方程以及不同修形方法对应的修形齿廓方程，并选定“正等距+负移距”的组合修形方法用于摆线齿廓设计，计算出修形摆线齿廓对应的最佳等距修形量为 0.5395mm，最佳移距修形量为-0.3145mm。

第3章 考虑多因素作用的RV减速器多体动力学性能研究

虚拟样机技术目前已广泛地应用于替代真实物理样机进行机械系统的多体动力学及运动学仿真分析，并且利用虚拟样机进行动态的模拟仿真，可以快速直观地分析出样机中各部件的动态响应特性及响应规律。本章以第2章中建立的RV减速器三维模型作为建立虚拟样机的基础，通过将绘制出的三维模型导入进ADAMS软件中，进行材料的赋予和相关运动副的设置等操作，在ADAMS环境里搭建RV减速器虚拟样机。结合虚拟样机和多体动力学仿真技术对RV减速器的传动过程进行模拟仿真，来得到主要部件的动态响应特性，并且根据理论传动转角来验证所搭建的虚拟样机的准确性，从而进一步分析RV减速器的传动精度。

3.1 RV减速器虚拟样机的建立

利用ADAMS进行虚拟样机动力学仿真的流程如图3-1所示。

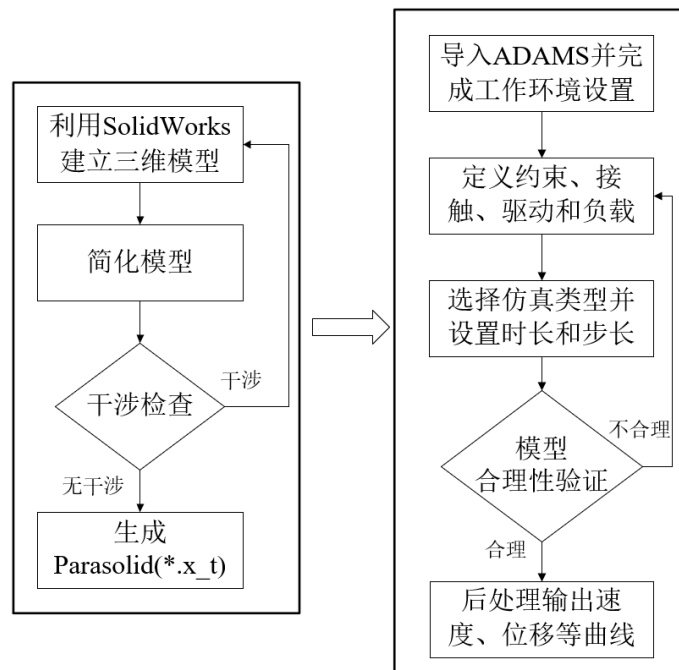


图 3-1 基于 ADAMS 的虚拟样机动力学仿真流程图

(1) 模型简化与导入

由于零部件的数量与仿真计算的工作量直接相关，因此为了减少系统计算工作量，提高运算速度，则在保证仿真分析精度的前提下，对RV减速器三维模型作简

化处理,忽略不影响仿真结果的细小几何特征,如倒角、圆角、螺纹等特征,去除螺栓、销、油封等紧固件。再利用“干涉检查”功能检查整机不存在干涉后,将简化后的模型另存为 Parasolid(*.x_t)文件格式,该格式类型具有高精度保持原有几何结构的一致性和连续性等特点,可有效避免数据在传送中可能存在的丢失情况,保证了传送数据的可靠性。

在 ADAMS 软件的导入菜单中,选择导入文件类型为 Parasolid(*.x_t),导入文件选择 RV 减速器的简化模型,定义模型名称,完成模型的导入工作。

(2) 工作环境设置

材料属性赋予:为了保证零部件的材料属性对计算的结果不造成额外的影响,RV 减速器虚拟样机的材料属性需与 RV 减速器实际零部件的材料属性保持一致,首先在用户界面的左侧模型树中修改对应零部件的名称,再根据表 3-1 对相关的零部件赋予对应的材料属性,如弹性模量、材料密度、泊松比等。

表 3-1 RV 减速器的主要零部件材料属性

零件名称	材料名称	弹性模量E	材料密度 ρ	泊松比
太阳轮	15CrMo	$2.12 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$	$7.88 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0.284
行星齿轮	38CrMoAl	$2.11 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$	$7.85 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0.277
曲柄轴	20CrMnMo	$2.07 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$	$7.87 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0.254
摆线轮	20CrMnMo	$2.07 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$	$7.87 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0.254
针齿	GCr15	$2.19 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$	$7.83 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0.300
针齿壳	QT500-7	$1.68 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$	$7.25 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0.240
行星架	ZG65Mn	$1.98 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$	$7.85 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0.230
法兰盘	ZG65Mn	$1.98 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$	$7.85 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0.230

工作格栅设置:勾选显示工作格栅选项,确定格栅形状为矩形,X和Y方向对应工作格栅的长和宽,选定合适的大小和工作格栅内网格的间隔,选取合适的坐标原点。

单位设置:在用户模块中选中设置菜单中单位选项,点击 MMKS 按钮将单位设置为长度(mm),质量(Kg),力(N),时间(s),角度($^{\circ}$),频率(Hz)。

重力方向设置:在用户模块中选中设置菜单中重力选项,点击“-Y*”按钮,系统自动设置重力方向为全局坐标系 Y 轴的负方向,数值为 -9806.65 mm/s^2 。

(3) 约束关系定义

由中性文件导入到 ADAMS 中的 RV 减速器简化模型仅具有零部件的几何特征以及不同零部件之间的相对位置关系，必须根据 RV 减速器的传动原理，对其各构件添加约束关系，在各构件间准确定义运动副，才能对其进行动力学模拟仿真。

ADAMS 中的运动副主要分为：一般运动副（固定副、旋转副、圆柱副）、高副（点线约束、线线约束）、运动发生器（平移、旋转运动）、基本约束（重合约束、共线约束、共面约束）等，对于大多数机械系统的仿真，常使用一般运动副即可完成相关定义。

RV 减速器虚拟样机中各构件建立的约束关系如表 3-2 所示。

表 3-2 RV 减速器各构件约束关系

约束类型（个数）	部件 1	部件 2
固定副(1)	针齿壳	大地
固定副(40)	针齿	针齿壳
固定副(2)	行星轮	曲柄轴
固定副(1)	行星架	法兰盘
转动副(1)	太阳轮	大地
转动副(2)	曲柄轴	行星架
转动副(4)	摆线轮	曲柄轴
转动副(1)	行星架	大地
齿轮副(2)	转动副（太阳轮）	转动副（行星齿轮）
平面副(2)	摆线轮	曲柄轴

本节建立的 RV 减速器虚拟样机所添加的运动副包括：

固定副：将物体固定于大地上，相当于约束其所有自由度；也可将一个物体固定于另一个物体上，相当于两个物体合并，可作跟随运动。

转动副：将物体的旋转中心放置于大地上，物体相对于大地作旋转运动；也可以将一个物体的旋转中心放置于另一个物体上，物体相对于另一个物体作跟随旋转运动。

平面副：将物体放置于同一平面上，物体会相对于定义的平面作共面运动，由于摆线轮与针齿在传动啮合中会发生实时碰撞接触，运动状态较为复杂，所以定义两片摆线轮在各自平面上运动，避免摆线轮因接触发生移位。

齿轮副：齿轮副由两个转动副以及一个方向坐标系构成，分别选取太阳轮和行

星齿轮上所建立的转动副，将行星架作为中间件，在齿轮啮合点处（分度圆位置）创建 Marker 点，且 Marker 点局部坐标系的 Z 轴方向与齿轮啮合力方向指向一致。

（4）接触设置

根据 RV 减速器的传动原理可知，在第Ⅱ级摆线针轮减速机构中摆线轮与针齿接触啮合传动，此处传动存在接触力。因此，需要针对接触力对相应的设置，在摆线轮与针齿之间定义接触，以模拟其动态的接触过程，反映其真实的接触情况^[69-71]。

ADAMS 中提供了补偿法(Restitution)和冲击函数法(Impact)计算构件间的接触力。本文中使用冲击函数法来计算接触力，选择接触类型为实体对实体(Slrod-Slrod)，定义摆线轮与针齿之间的接触，其中摆线轮与针齿间定义 80 个接触对。

赫兹碰撞理论是冲击函数法的核心思想，其借助 Impact 函数来计算出两构件间存在的接触力。在整个计算的过程中，接触力可分为：两构件由于相对速度产生的阻尼力、两构件由于体积干涉产生的弹性力，其接触力计算模型如下所示：

$$IMPACT = \begin{cases} 0 & p > p_1 \\ kx^e - C_{\max} \cdot \dot{p} \cdot \text{step}(p, p_1 - h, 1, p_1, 0) & p \leq p_1 \end{cases} \quad (3-1)$$

式中， k —接触刚度；

x —两构件的穿透深度；

e —冲击力系数；

$C_{\max}$ —最大阻尼系数；

$\dot{p}$ —接触点的穿透速度；

p —构件的位置；

h —达到最大阻尼系数时的穿透量。

接触刚度 k (Stiffness)：指物体间法向接触力的材料刚度，其与物体的材料属性有关。

根据赫兹理论可知，有关两物体间的接触刚度的计算公式为：

$$\begin{cases} k = \frac{4}{3} R^{\frac{1}{2}} E^* \\ \frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \\ \frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \end{cases} \quad (3-2)$$

式中, R_1 —为摆线轮的曲率半径;

R_2 —为针齿的曲率半径;

E_1 —摆线轮的弹性模量;

E_2 —摆线轮的弹性模量;

ν_1 —摆线轮的泊松比;

ν_2 —摆线轮的泊松比。

R_1 、 R_2 可以分别由摆线轮和针齿的节圆半径来代替, 其中摆线轮节圆半径为 50.7mm, 针齿的节圆半径为 52mm, 经计算摆线轮与针齿间的接触刚度 k 为 $7.79 \times 10^5 \text{N/mm}^{3/2}$ 。由于 ADAMS 中默认的接触刚度的量纲是 N/mm^2 , 所以利用下式统一量纲, 则在 ADAMS 中设置接触刚度 k' 为 $9 \times 10^4 \text{N/mm}^2$ 。

$$k' = k \sqrt{\psi_m} \quad (3-3)$$

式中, ψ_m —摆线轮与针齿的接触变形量, 由下文可知最大接触变形量为 0.0138mm。

冲击力指数(Force Exponent): 指在计算两物体之间法向接触力时, 材料刚度项贡献值的指数, 对于金属材质一般取 1.3-1.5, 此处取 1.5。

阻尼系数(Damping): 材料的固有属性, 指的是物体接触时由阻尼造成消耗的能量, 通常取值为刚度值的 0.1%-1%, 此处取 $100 \text{N} \cdot \text{s/mm}$ 。

穿透深度(Penetration Depth): 用于 Impact 函数的接触算法中, 当阻尼系数为 0 时, 穿透深度为 0, 当阻尼系数为完全阻尼时, 穿透深度为最大值, 一般取 0.1mm。

(5) 输入转速和负载的设置

由表 2-1 和表 2-2 可知 RV 减速器的额定输入转速为 1815rpm, 额定转矩为 $412 \text{N} \cdot \text{m}$, 经 MMKS 单位制换算, 额定输入转速为 10890°/s, 额定转矩为 $412000 \text{N} \cdot \text{mm}$ 。

在 ADAMS 的用户界面选取转动驱动, 并将其添加在太阳轮相对于大地的转动副上。为了避免因对其直接施加转速而造成 RV 减速器虚拟样机内各构件发生速度

和位移的突变，对于转动驱动的添加则使用内置的阶跃函数(STEP)进行定义，其函数表达形式为 $\text{STEP}(\text{TIME}, 0, 0, 1, 10890\text{D})$ 。其含义为在 0-1s 内，输入转速平滑地上升到 10890°/s，在 1s 后转速达到设定值并保持恒定。

负载以扭矩的方式添加在输出盘（行星架）上，在行星架的质心处添加负载扭矩，以阶跃函数控制，其大小等同为 RV 减速器的额定扭矩，方向与转动驱动的施加方向相反，则函数表达形式为 $\text{STEP}(\text{TIME}, 0, 0, 1, -412000)$ 。其含义为在 0-1s 内，负载扭矩平滑地上升到 412000N·mm，在 1s 后负载扭矩达到设定值并保持恒定。

按照上述设置构建完成的 RV 减速器虚拟样机如图 3-2 所示。

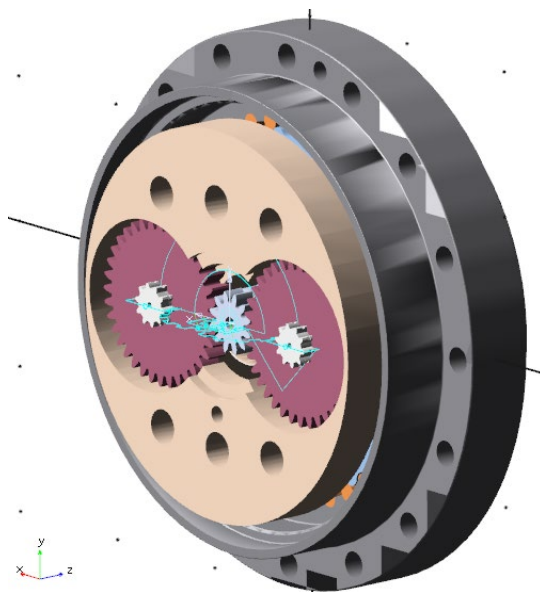


图 3-2 RV 减速器虚拟样机

3.2 基于 RV 减速器虚拟样机的动力学分析

3.2.1 虚拟样机仿真结果分析

以输出盘旋转一圈作为一个工作周期，设置仿真时间为 4.5s，求解类型为动力学，求解器为动力学分析中的 GSTIFF 积分求解器，积分格式为 SI2，仿真步长为 0.001。

如图 3-3 所示为 RV 减速器虚拟样机中施加的输入转速和负载在一个周期内的变化曲线（正负代表转动方向）。

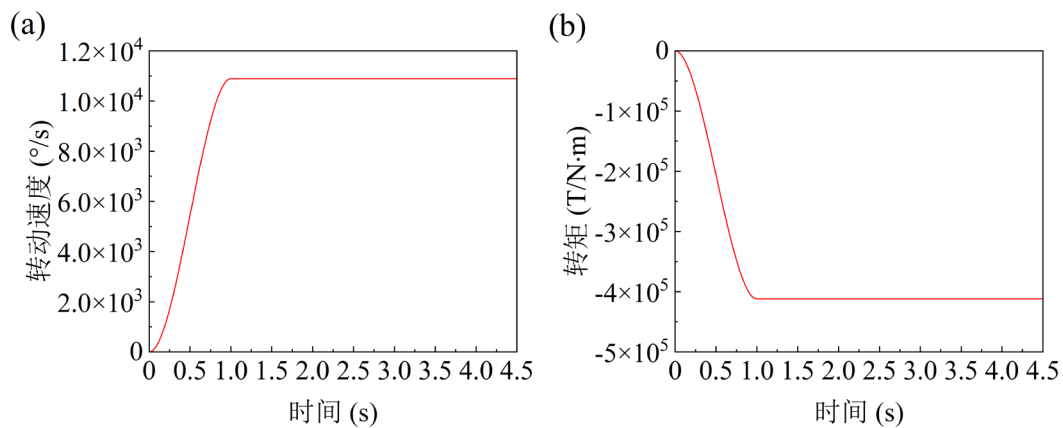


图 3-3 输入转速与负载的变化曲线

(a) 输入转速; (b) 负载扭矩

(1) 关键部件角速度特性分析

如图 3-4 所示为 RV 减速器虚拟样机中太阳轮与行星齿轮的角速度随时间变化的传动特性对比曲线。

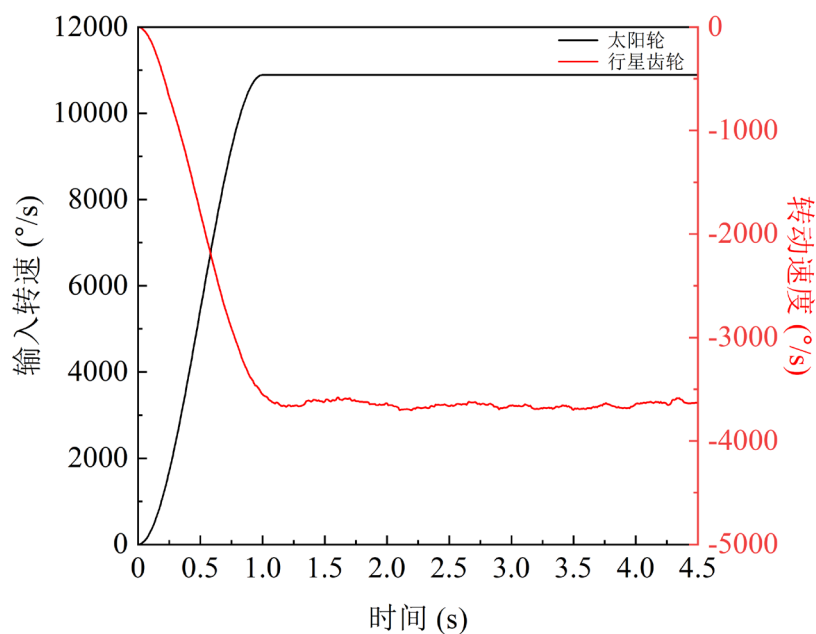


图 3-4 太阳轮与行星齿轮角速度对比曲线

由上图可知，太阳轮由于驱动作用进行正向转动，与之啮合的行星齿轮则进行反向转动，在转速达到平稳时，太阳轮的输入转速为 $10890^\circ/\text{s}$ ，行星齿轮的转动速度为 $-3628.19^\circ/\text{s}$ ，两者的转动情况符合传动原理。

如图 3-5 所示为 RV 减速器虚拟样机中太阳轮与行星架的角速度随时间变化的传动特性对比曲线。

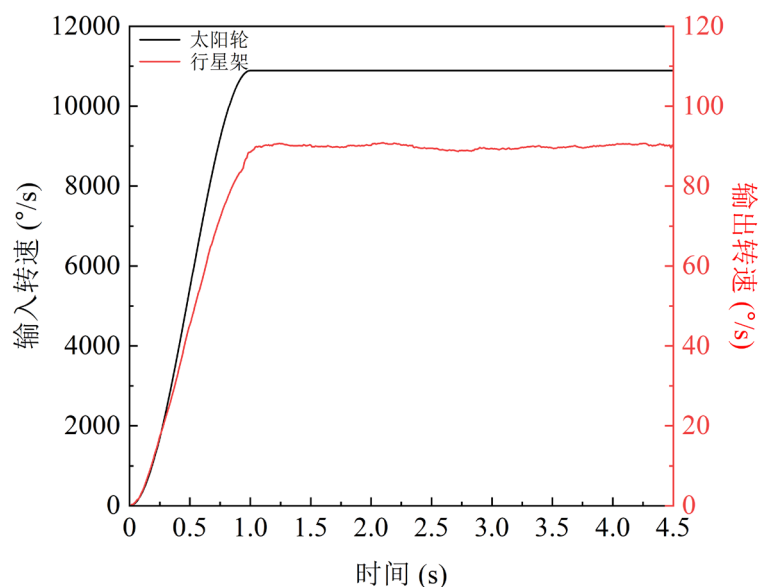


图 3-5 太阳轮与行星架角速度对比曲线

由上图可知,太阳轮的输入速度在 1 s 时到达稳定转速,行星架进行同向转动,其运转规律同输入端保持一致,平均转速为 $89.83^{\circ}/s$,由此可见虚拟样机的总体输入与输出情况同样符合 RV 减速器传动原理。

(2) 关键部件位移特性分析

如图 3-6 所示为 RV 减速器虚拟样机中曲柄轴质心于 X、Y 方向的位移随时间变化的传动特性曲线。

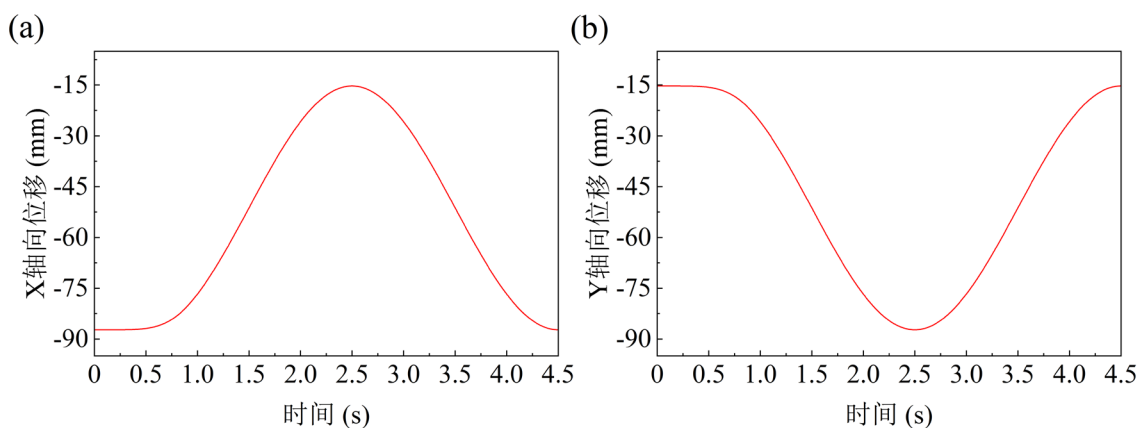


图 3-6 曲柄轴质心于 X、Y 轴向位移曲线

(a) X 轴方向; (b) Y 轴方向

如图 3-7 所示为 RV 减速器虚拟样机中摆线轮质心于 X、Y 方向的位移随时间变化的传动特性曲线。

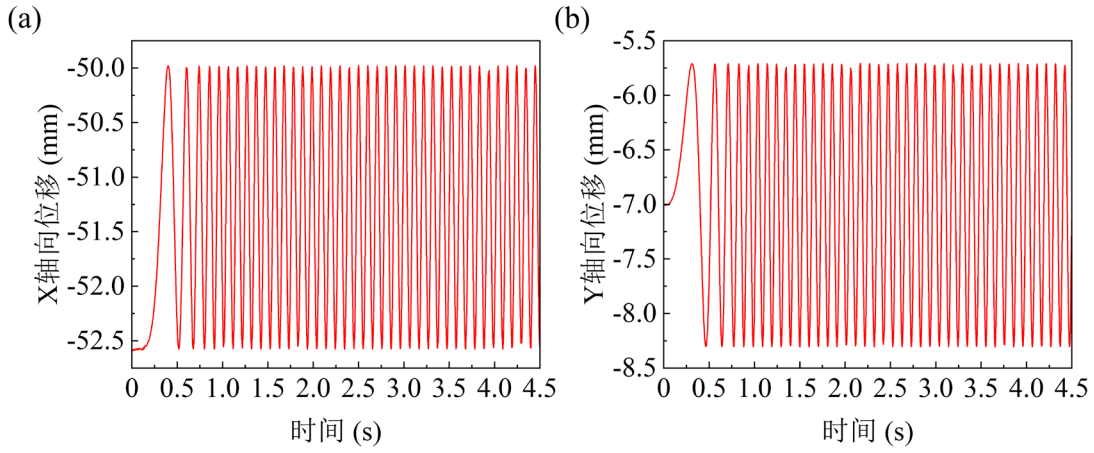


图 3-7 摆线轮质心于 X、Y 方向位移曲线

(a) X 轴方向；(b) Y 轴方向

由上图可知，在一个传动周期内，曲柄轴质心在 X、Y 方向上的位移曲线皆呈现余弦变化，对应着曲柄轴完成了公转运动，同时摆线轮质心在 Y 方向上的位移曲线呈正弦变化，对应着摆线轮绕自身回转中心的自转，摆线轮质心在 X 方向上的位移曲线呈余弦变化，对应着摆线轮绕行星架中心的公转，并且摆线轮质心在 X、Y 方向上的位移范围均为 ± 1.3 mm，正好对应摆线轮的偏心距。

3.2.2 虚拟样机模型的精度验证

RV 减速器的传动精度是衡量 RV 减速器是否具有高传动质量的一项关键的动态性能指标，可由传动误差来进行表征。

在 RV 减速器中，其传动误差是指输入轴（太阳轮）转动任意角度时，输出盘（行星架）的理论转动角度与实际转动角度的误差^[72]，具体计算公式如下所示：

$$\begin{cases} \tau = \theta_a - \theta_b \\ \theta_a = \frac{\theta_c}{i} \end{cases} \quad (3-4)$$

式中， τ —传动误差；

θ_a —输出盘理论转动角度；

θ_b —输出盘实际转动角度；

θ_c —输入轴转动角度；

i —RV 减速器总传动比，此处为 121。

如图 3-8 所示为在驱动转速达到稳定时($t=1s$)，RV 减速器虚拟样机完成一个运转周期的传动误差曲线。

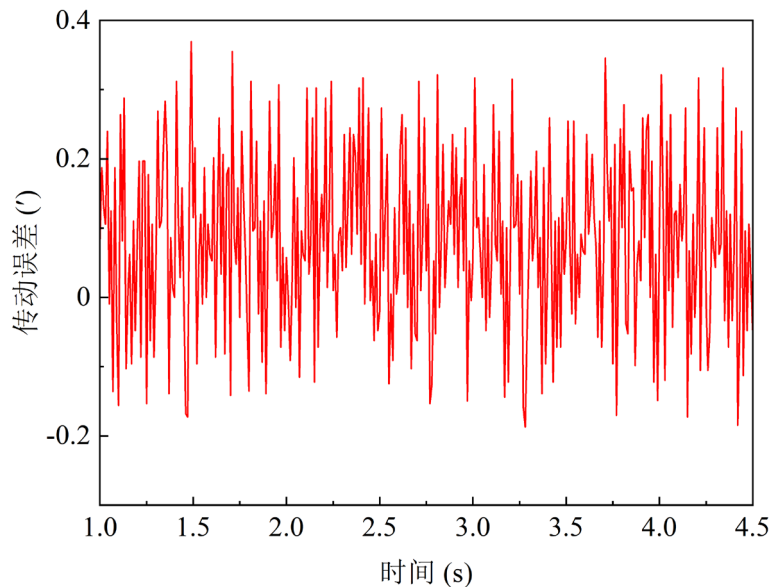


图 3-8 传动误差曲线

由上图可知，输出盘运转一周，其传动误差范围为 $-0.19' \sim 0.37'$ ，整体误差不超过 $1'$ ，处于合理范围之内。

如图 3-9 所示为 RV 减速器虚拟样机在一个运转周期内的实际转角与理论转角随时间变化的传动特性对比曲线。

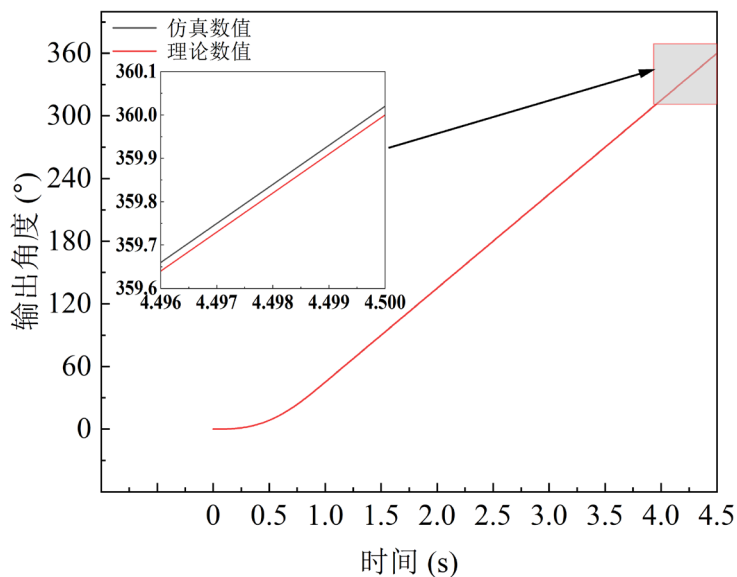


图 3-9 虚拟样机的实际转角与理论转角对比曲线

将以上各关键部件的实际转动速度以及输出盘的实际输出角分别与理论数值作相对误差的分析比较，结果如表 3-3 所示。

表 3-3 关键部件的仿真准确性验证

名称	理论数值	仿真数值	相对误差
太阳轮转速	10890 %s	10890 %s	0
行星齿轮转速	-3630 %s	-3628.19 %s	0.05%
行星架转速	90 %s	89.83 %s	0.2%
输出角	360 °	360.02 °	0.006%

由上表可知，在 RV 减速器虚拟样机仿真传动中，第Ⅰ级摆线针轮减速机构中的太阳轮和行星齿轮的转动规律符合传动原理，两者转动速度的相对误差在 0.05%以内，第Ⅱ级摆线针轮减速机构中的行星架和输出端转动速度基本相同，其相对误差在 0.2%以内，虚拟样机的输出转角为 360.02°，其误差在 0.006%以内。

虚拟样机整体动力学仿真的相对误差均不超过 1%，有效地验证了所建立的 RV 减速器虚拟样机模型对比 RV 减速器在实际运动过程中的一致性，以及虚拟样机的传动精度较理论结果的准确性。

3.3 不同误差因素对传动精度的影响

由于摆线针轮传动对 RV 减速器传动精度的影响可直接反馈到输出盘上，而 RV 减速器的第Ⅰ级渐开线行星齿轮减速机构中各因素对传动精度的影响会经过整机传动比大幅缩小，所以第Ⅱ级摆线针轮减速机构部分对传动精度的影响程度更大。

根据文献^[73,74]的研究，在 RV 减速器中针齿半径误差、针齿分布圆半径误差、等距修形、移距修形、针齿销孔轴向位置度误差等因素对其传动性能的影响较大。同时，根据第 2 章的研究，保证摆线轮与针齿间存在合理的径向间隙则可以补偿摆线轮与针齿的各种加工误差以及润滑油膜厚度，而通过最佳修形量计算公式即可直接得到最佳的等距修形量和移距修形量，所以将由最佳修形量控制的径向间隙作为一种影响因素综合表征齿廓修形的影响。

因此，本节选定针齿销孔轴向位置度误差、针齿分布圆半径误差、针齿半径误差和径向间隙作为研究对象，并且分别给以上四种因素选定初始误差值^[12]以探究其对传动精度的影响，具体见表 3-4。

表 3-4 初始误差值

名称	误差值
针齿销孔轴向位置度误差	0.01 °
针齿分布圆半径误差	0.01 mm
针齿半径误差	0.01 mm
径向间隙	0.005 mm

针对以上四种因素的初定误差值进行误差建模，并基于所搭建的虚拟样机进行动力学仿真分析，可得其传动误差曲线如图 3-10 所示。

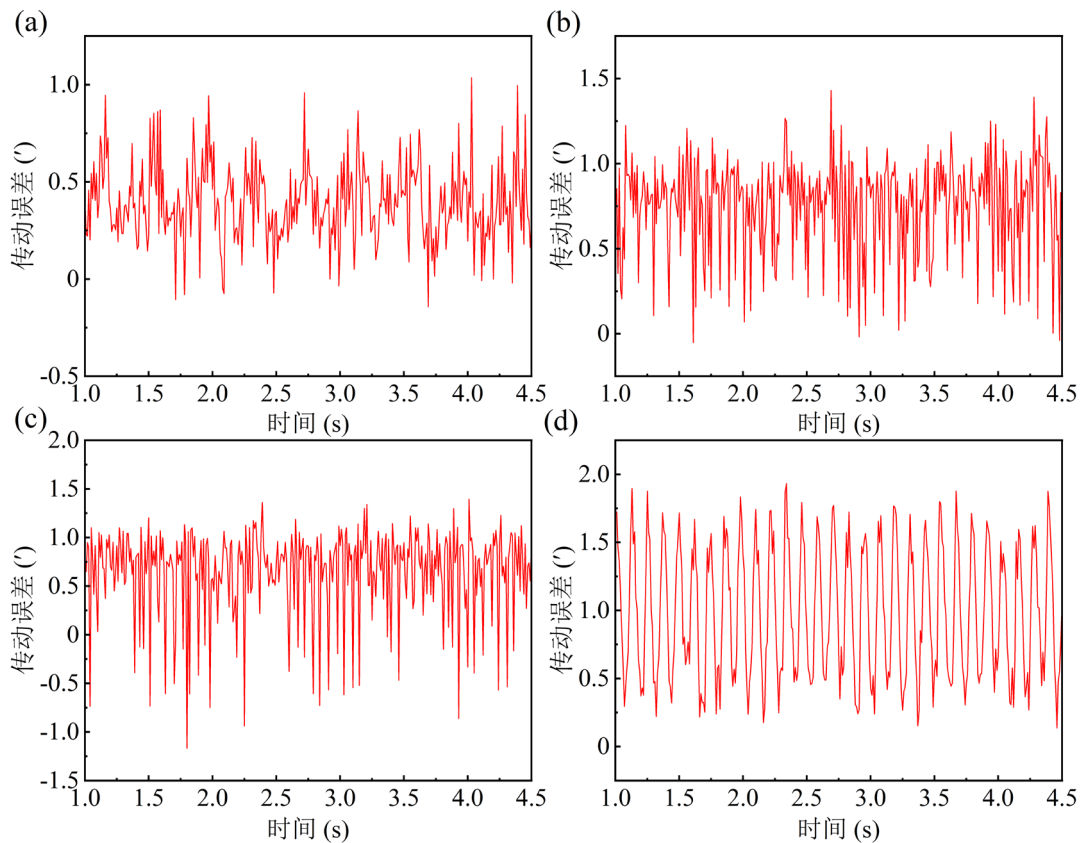


图 3-10 四因素传动误差曲线

(a) 针齿销孔轴向位置度误差；(b) 针齿分布圆半径误差；(c) 针齿半径误差；(d) 径向间隙

由上图可知，上述因素发生微小的扰动误差时，RV 减速器传动误差幅值明显增加。其中，RV 减速器受针齿销孔轴向位置度误差影响对应的传动误差平均值为 0.37'，受针齿分布圆半径误差影响对应的传动误差平均值为 0.76'，受针齿半径误差影响对应的传动误差平均值为 0.65'，受径向间隙影响对应的传动误差平均值为 0.96'。

如图 3-11 所示，在已建立的 RV 减速器虚拟样机的基础上，设置一定区间的自变量范围，分别建立了各选定因素的对应误差模型。经仿真实验分析，得到各因素

单独作用对 RV 减速器传动误差的影响曲线，其中以 RV 减速器的传动误差平均值来表征单因素变动所影响的传动精度的变化幅度。

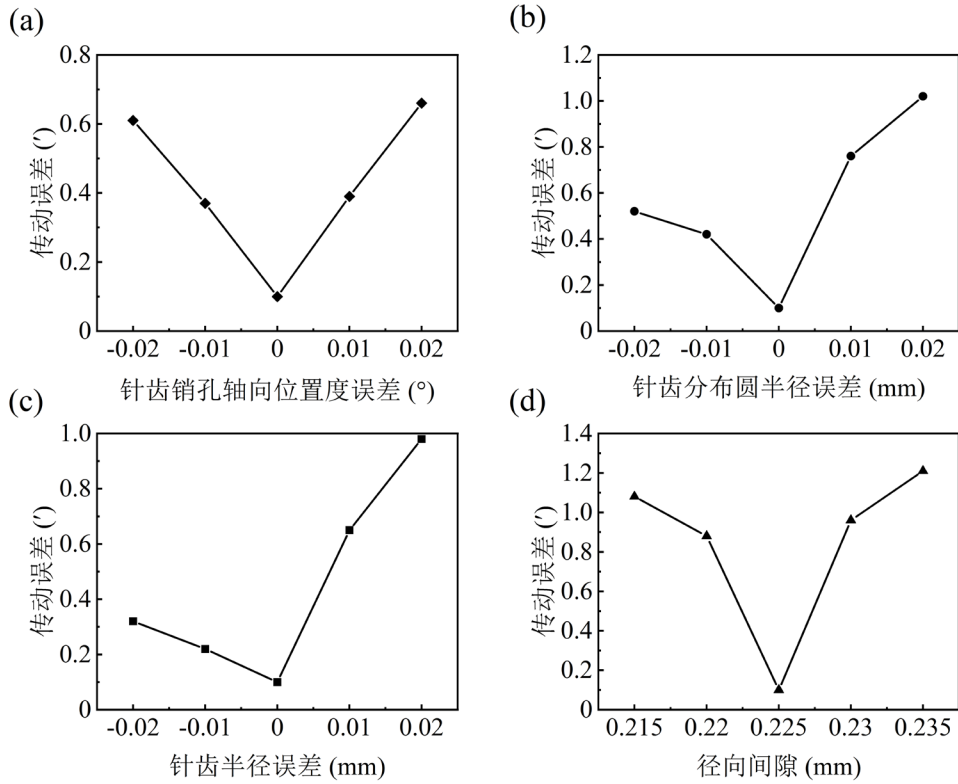


图 3-11 传动误差变化趋势

(a) 针齿销孔轴向位置度误差；(b) 针齿分布圆半径误差；(c) 针齿半径误差；(d) 径向间隙

由上图可知，当针齿销孔轴向位置度误差值增加时，传动误差随之增大；当针齿分布圆半径误差值增加时，传动误差随之增大，但其正向偏差引起的传动误差变化幅度较大于其反向偏差的影响；当针齿半径误差值增加时，传动误差随之增大，但反向偏差对于传动误差的影响趋势较缓；当径向间隙值发生变化时，传动误差明显增大。

3.4 修形齿廓对传动精度的影响

由于不同修形方法对应的修形齿廓会引起摆线轮与针齿的传动状态的改变，所以研究不同修形齿廓对 RV 减速器传动精度的影响是极其必要的。

如图 3-12 所示，设置不同的修形量，记录对应模型传动误差的平均值，以此来比较等距修形、移距修形对 RV 减速器传动误差的影响。

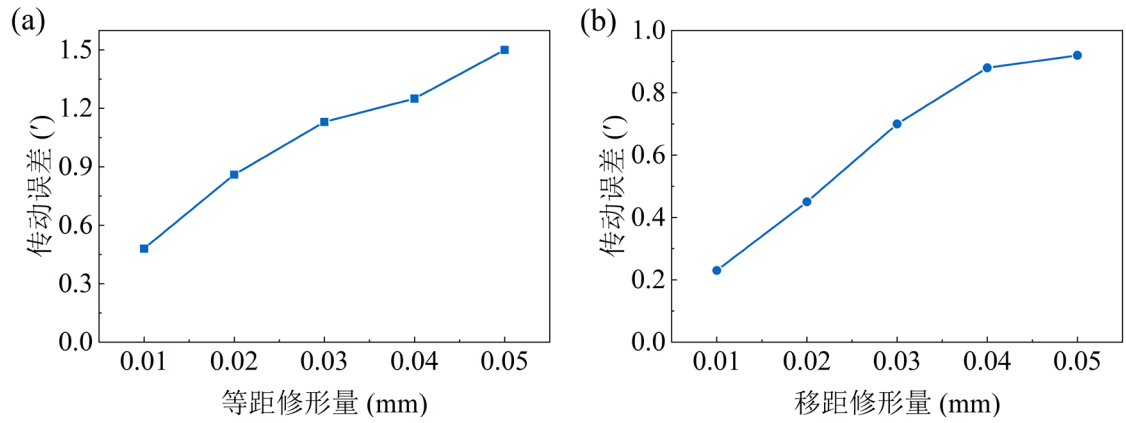


图 3-12 单修形对传动误差的影响

(a) 等距修形; (b) 移距修形

由上图可知, 等距修形量和移距修形量的增加都会导致 RV 减速器传动误差的增大, 使其传动精度降低, 而在修形量相同的情况下, 等距修形对于 RV 减速器传动精度的影响程度较大于移距修形。

如表 3-5 所示, 选取相同的径向间隙 $\Delta_g=0.225\text{mm}$, 分别设置“正等距+负移距”和“负等距+正移距”组合修形方法对应的修形量。

表 3-5 组合修形方法与对应修形量

模型编号	1	2	3	4	5	6
等距修形量	0.225 mm	0.3 mm	0.5395 mm	-0.3145 mm	-0.75 mm	0 mm
移距修形量	0 mm	-0.75 mm	-0.3145 mm	0.5395 mm	0.3 mm	0.225 mm

建立包含上表参数的模型, 通过仿真计算得到不同组合修形对 RV 减速器传动误差的影响如图 3-13 所示。

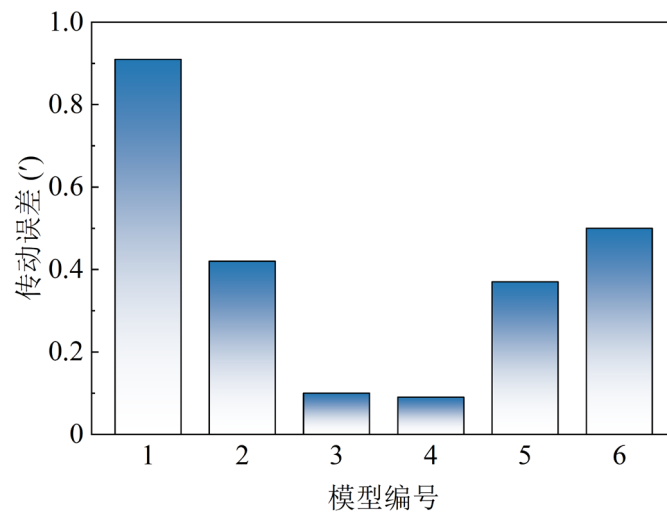


图 3-13 各修形方法下 RV 减速器的传动误差对比

由上图可知,“正等距+负移距”组合修形对 RV 减速器传动误差的影响较大于“负等距+正移距”组合修形,即采用“负等距+正移距”组合修形的 RV 减速器传动精度更高,而使用最佳修形量的组合修形比常规组合修形可获得更高的传动精度。

3.5 本章小结

本章分析了利用 ADAMS 软件搭建 RV 减速器虚拟样机的具体过程,同时基于构建的虚拟样机模型对 RV 减速器展开了动力学分析,通过与 RV 减速器传动原理的相互映射,验证了基于虚拟样机模型仿真的正确性与可靠性,并进一步研究了不同误差因素和修形齿廓对 RV 减速器传动精度的影响规律。

(1) 定义了搭建 RV 减速器虚拟样机过程中相关设置,通过对比关键部件的运转情况及转动速度的一致性,验证了虚拟样机的准确性。其中,与理论数值相比,太阳轮由于直接加载驱动,其转速无误差,行星齿轮转速的相对误差为 0.05%,行星架转速的相对误差为 0.2%,输出转角的相对误差为 0.006%。

(2) 分析了不同误差对 RV 减速器传动精度的影响规律。针齿销孔轴向位置度误差、针齿分布圆半径误差、针齿半径误差和径向间隙对 RV 减速器传动误差的影响较大,当其分别单独作用时,RV 减速器的传动误差会随其偏差量的增加而出现不同程度的增大。其中,针齿分布圆半径误差正向偏差引起的传动误差变化幅度较大,于其反向偏差的影响,针齿半径误差反向偏差对于传动误差的影响趋势较缓。

(3) 分析了不同修形齿廓对 RV 减速器传动精度的影响规律。RV 减速器传动误差随等距修形量、移距修形量的增加而增大,等距修形对于 RV 减速器传动精度的影响程度较大于移距修形;采用“正等距+负移距”和“负等距+正移距”组合修形的 RV 减速器,其传动精度高于单独使用等距修形或移距修形的 RV 减速器,且采用“负等距+正移距”组合修形的 RV 减速器传动精度高于“正等距+负移距”组合修形。

第 4 章 考虑多因素作用的摆线针轮动态接触性能研究

为了研究摆线针轮副在动态接触时的啮合特性，本章根据 RV 减速器的摆线针轮传动机构建立摆线轮与针轮的接触模型，利用 ABAQUS 软件开展摆线针轮副动态接触的有限元分析。通过分析摆线轮齿廓上的应力分布情况和摆线针轮传动时的啮合情况，以及比较理论计算和仿真分析的结果，验证了摆线针轮动态接触分析模型的正确性，并同时分析多种因素和不同修形齿廓对摆线针轮动态接触的影响规律。

4.1 摆线针轮间接接触应力分析

4.1.1 啮合齿数的判定

采用理论摆线齿廓的摆线轮在其与针齿进行传动时，会有一半的针齿参与啮合接触。但为了便于拆装、补偿摆线轮与针齿的各种加工误差以及润滑油膜厚度、保证连续传动时润滑的良好性，在实际应用中需对摆线轮进行修形处理。在减速器空载时，修形后的摆线轮在起初只与一个针齿啮合接触，其余的摆线轮与针齿之间会存在大小不一的初始啮合间隙。而在施加负载后，摆线轮通过与针齿接触产生形变抵消初始法向间隙，使得传动中其余的摆线轮齿与针齿参与啮合，但同时啮合且进行有效传力的针齿齿数将小于原针齿齿数的半数。其中，第 m 对摆线针轮啮合处沿其法线方向的初始法向啮合间隙^[75,76]为：

$$\Delta(\varphi_m) = \Delta r_{rp} [1 - \sin(\varphi_m) \phi^{-1}] - \Delta r_p [1 - K_1 \cos(\varphi_m) - \sqrt{1 - K_1^2} \sin(\varphi_m)] \phi^{-1} \quad (4-1)$$

式中， φ_m —某一个针齿中心相对于转臂的转角，即啮合相位角。

由式(4-1)可知，在未加载负载扭矩的情况下，最先接触的一对轮齿是处于 $\varphi_m = \varphi_0 = \arccos K_1$ 处的摆线轮与针齿。

如图 4-1 所示，在向摆线轮施加负载时，由于摆线轮与针齿的啮合作用会产生接触变形，从而导致摆线轮发生转动，转动角度为 λ 。而第 m 对摆线针轮啮合处产生的接触变形量 ψ_m 与啮合力臂 l_m 之间则满足关系式：

$$\psi_m = \lambda \cdot l_m \quad (4-2)$$

式中， ψ_m —摆线轮与针齿啮合接触的变形量；

l_m —啮合力臂，即针齿与摆线轮的啮合点的公法线到摆线轮中心的距离。

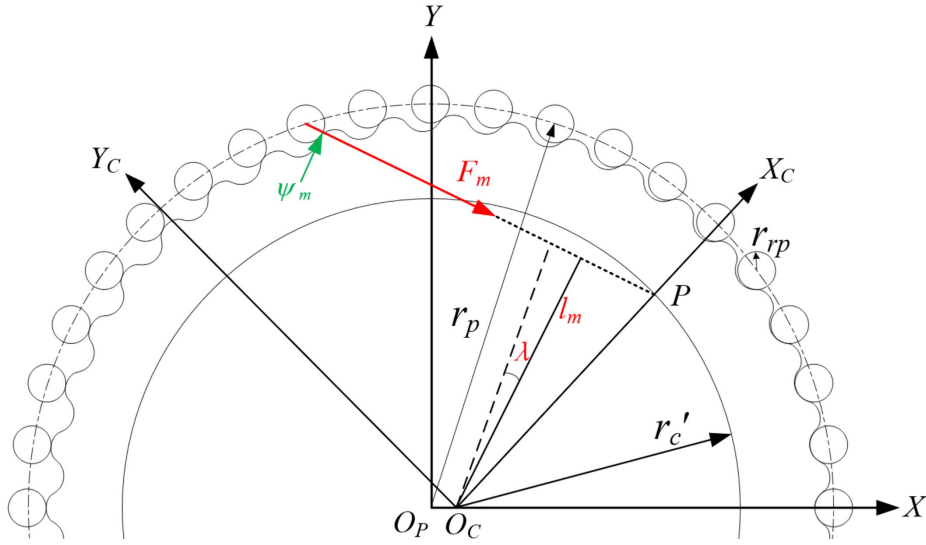


图 4-1 接触变形与啮合力臂的关系图

由此可得，啮合力臂的比值等于摆线轮与针齿之间接触变形量的比值，关系式可表示为：

$$\frac{l_m}{l_{\max}} = \frac{\psi_m}{\psi_{\max}} \quad (4-3)$$

式中， $l_{\max}$ —摆线轮与针齿啮合处的最大啮合力臂。

当力臂长度等于摆线轮的节圆半径 r_c' 时，啮合力臂为最大值，此时力臂的方向恰好与摆线轮啮合点上接触力的方向垂直，则力臂的表达式为：

$$l_m = r_c' \cdot \sin(\varphi_m) \phi^{-1} \quad (4-4)$$

结合式(4-3)和式(4-4)，可以计算出某一个针齿的接触变形量为：

$$\psi_m = \psi_{\max} \cdot \sin(\varphi_m) \phi^{-1} \quad (4-5)$$

因此，当 $\Delta(\varphi_m) < \psi_m$ 时，第 m 对摆线轮与针齿参与啮合传力；当 $\Delta(\varphi_m) = \psi_m$ 时，摆线轮与针齿即将进入或退出啮合，即处于接触临界状态；当 $\Delta(\varphi_m) > \psi_m$ 时，摆线轮与针齿不参与啮合传力。

4.1.2 摆线针轮间啮合力计算

如图 4-2 所示，在 RV 减速器的第Ⅱ级摆线针轮减速机构中，为了达到高传动精度、大刚度、小弹性变形等要求，针齿往往半卧在针齿壳的销孔内，即采用“卧枕

式”安装。如此，针齿在与摆线轮啮合时，基本不会产生弯曲变形，所以其发生的弹性变形以接触变形为主^[77]。

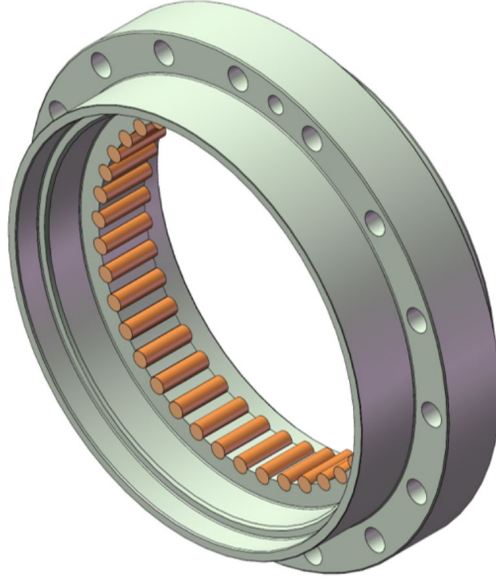


图 4-2 卧枕式安装

摆线轮与针齿之间接触状态可等效为两个圆柱之间的接触关系，则摆线轮与针齿啮合接触时，其接触变形量的最大值 $\psi_{\max}$ 与法向载荷的最大值 $F_{\max}$ 的关系式可由圆柱体之间接触的赫兹接触计算公式^[78]得到：

$$\psi_{\max} = \frac{2F_{\max}}{\pi b_c} \left[\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} \left(\ln \frac{4|\rho_c|}{b'} + \frac{1}{3} \right) + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \left(\ln \frac{4r_{rp}}{b'} + \frac{1}{3} \right) \right] \quad (4-6)$$

式中， b_c —摆线轮厚度；

ρ_c —摆线轮真实齿廓的曲率半径；

b' —摆线针轮啮合传动区域的接触半宽。

摆线轮真实齿廓的曲率半径为：

$$\rho_c = \frac{r_p \phi^3}{K_1(Z_p + 1) \cos(\phi_m) - (1 + Z_p K_1^2)} + r_{rp} \quad (4-7)$$

式中，当 $\phi_m = \phi_0 = \arccos K_1$ 时，接触变形量 ψ_m 为最大值 $\psi_{\max}$ 。

接触半宽的计算公式为：

$$b' = 4.99 \times 10^{-3} \sqrt{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right) \cdot \frac{F_{\max}}{b_c} \cdot \frac{2|\rho_c| \cdot r_p}{|\rho_c| + r_p}} \quad (4-8)$$

由上文可知，第 m 对摆线轮与针齿间的啮合力 F_m 与接触变形量和初始啮合间隙的差值成正比线性关系，则第 m 对摆线轮与针齿间的啮合力 F_m 为：

$$F_m = \frac{\psi_m - \Delta(\varphi_m)}{\psi_{\max}} \cdot F_{\max} \quad (4-9)$$

式中， $F_{\max}$ ——在最先接触点($\varphi_m = \varphi_0 = \arccos K_1$)处或靠近该点处的啮合力，且该点处的接触变形量 ψ_m 为最大值。

由于修形后的摆线轮与针齿之间存在初始间隙，在其传动过程中只有部分齿进行啮合传力，假设参与啮合的是针齿号 a 到针齿号 b ，共计 m 个针齿，根据力矩平衡得：

$$T_c = \sum_{m=a}^{m=b} F_m l_m \quad (4-10)$$

式中， T_c ——单个摆线轮上的转矩。

则起始啮合点（最大受力齿）的最大啮合力 $F_{\max}$ 为：

$$F_{\max} = \frac{T_c}{\sum_a^b \left[\frac{(\psi_m - \Delta\varphi_m)}{\psi_{\max}} \cdot l_m \right]} = \frac{T_c}{\sum_a^b \left(\frac{l_m}{r_c} - \frac{\Delta(\varphi_m)}{\psi_{\max}} \right) \cdot l_m} \quad (4-11)$$

由式(4-6)可知，求解最大接触变形量 $\psi_{\max}$ ，则需要最大初始啮合力 $F_{\max}$ 作为已知量代入计算，所以暂取标准摆线轮与针齿接触的最大啮合力 F_a 与修形摆线轮与针齿接触的最大啮合力 F_b 之和的平均值作为最大初始啮合力初始值 F_0 ，通过结合式(4-9)~(4-11)可得 F_a 的计算公式为：

$$F_a = \frac{T_c r_c'}{\sum_{m=1}^{Z_p/2} l_m^2} = \frac{4T_c}{K_1 Z_c r_p} \quad (4-12)$$

式中， $T_c = 0.55T_0$ ， $T_0 = 412000 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ，由于实际工程中制造和装配误差的影响，单个摆线轮上的转矩略大于行星架传递的额定转矩 T_0 。

F_b 的计算公式为：

$$F_b = \frac{T_c}{r_c} \quad (4-13)$$

则最大初始啮合力初始值 F_0 的计算公式为:

$$F_0 = \frac{F_a + F_b}{2} \quad (4-14)$$

将最大初始啮合力初始值 F_0 带入式(4-6)求解出最大接触变形量 $\psi_{\max}$ 的初始值 ψ_0 , 再利用式(4-11)求解出最大初始啮合力 F_1 , 如此采用循环迭代法计算精确的最大初始啮合力 $F_{\max}$, 计算流程如图 4-3 所示。

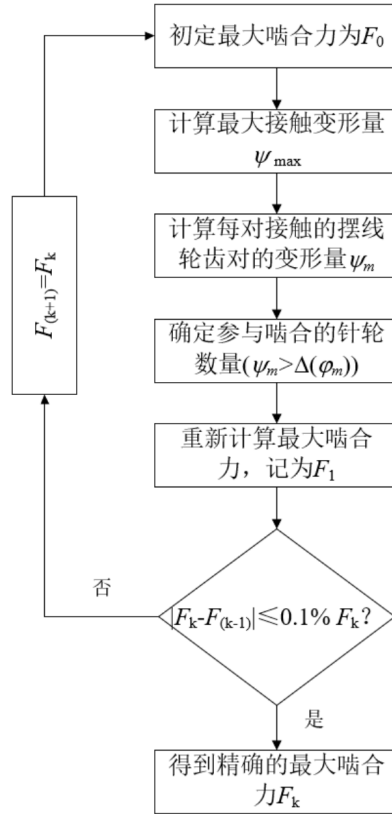


图 4-3 最大初始啮合力计算流程

如图 4-3 所示, 设立 $|F_k - F_{(k-1)}| \leq 0.1\% F_k$ 作为收敛条件, 若 $|F_k - F_{(k-1)}| > 0.1\% F_k$, 则将 F_k 的值赋予给 $F_{(k+1)}$ 继续执行计算; 若 $|F_k - F_{(k-1)}| \leq 0.1\% F_k$, 则输出 F_k 。循环计算, 直到迭代完成, 得到精确的最大初始啮合力 $F_{\max}$ 。

如此, 可利用式(4-9)求解出摆线轮与针齿间各齿接触的啮合力, 则摆线针轮传动之间存在的接触应力的计算公式可利用赫兹接触公式得到, 即

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_m}{b_c} \cdot \frac{E_t}{\rho_t}} \quad (4-15)$$

式中，摆线轮与针齿的综合曲率半径为：

$$\rho_t = \left| \frac{\rho_c \cdot r_{rp}}{\rho_c - r_{rp}} \right| \quad (4-16)$$

摆线轮与针齿的等效弹性模量为：

$$E_t = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \quad (4-17)$$

如图 4-4 所示，经上述循环迭代法运算完成后得到精确的最大初始啮合力 $F_{\max}$ 后，绘制出此时的初始啮合间隙与接触变形量的关系图。

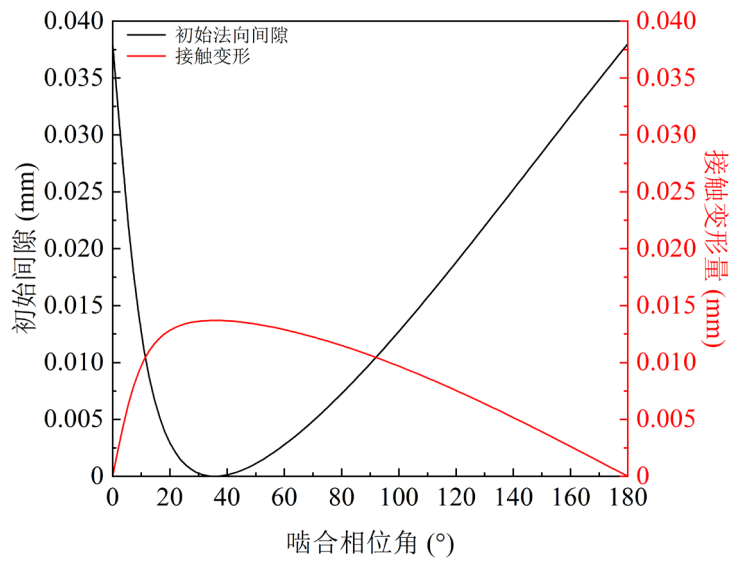


图 4-4 初始啮合间隙与接触变形量的关系

由上图可知，两条曲线的交点之间的区域即是啮合区间 $[10.91^\circ, 94.55^\circ]$ ，在此区间内修形后的摆线轮共与 8 个针齿进行啮合接触，利用式(4-15)可计算出每对摆线轮齿间的理论接触应力，如表 4-1 所示。

表 4-1 啮合摆线轮齿对间的理论接触应力

针齿序号	理论接触应力
3	228.14 Mpa
4	301.86 Mpa
5	485.87 Mpa
6	622.65 Mpa
7	667.13 Mpa
8	573.18 Mpa
9	448.82 Mpa
10	365.85 Mpa

4.2 摆线针轮啮合副有限元模型的建立

如图 4-5 所示, 摆线针轮啮合副有限元模型的建立将按照 ABAQUS 仿真分析流程展开介绍。

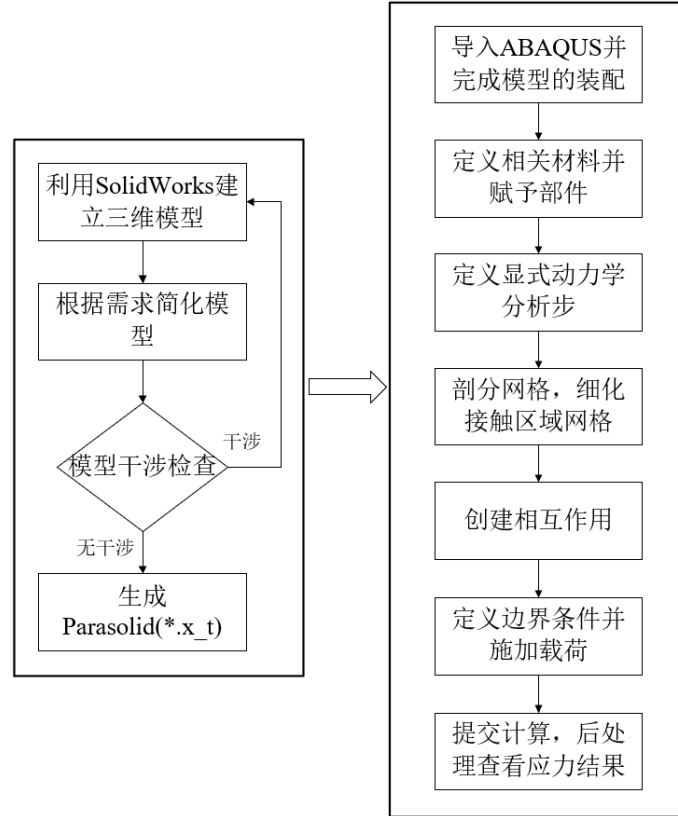


图 4-5 基于 ABAQUS 的摆线针轮动态接触分析流程

(1) 模型导入与装配

摆线轮与针齿的三维模型的建立与装配已在上文中详细描述, 与之不同的是, 为了减少计算时间、节约计算资源, 提高仿真的效率, 在保证仿真精度的情况下减少其余部件对结果的干扰, 则对模型进行相关简化, 得到摆线针轮啮合副有限元模型如图 4-6 所示。

其中, 摆线针轮啮合副模型采用单片摆线轮与针齿进行啮合装配, 以单个曲柄轴进行驱动, 由于针齿是卧枕式安装于针齿壳上, 其半嵌入销孔之中, 即针齿与针齿壳并为一体, 随之利用 SolidWorks 将简化模型另存为 Parasolid(*.x_t)文件格式, 将其作为部件导入到 ABAQUS 中, 并定义相关部件的名称, 完成模型的导入。

在装配模块中, 将导入的部件进行装配, 各部件会按照导入前的相对位置关系自动装配, 并将全局坐标系的原点定义到针齿的分布圆中心, 完成部件的装配。

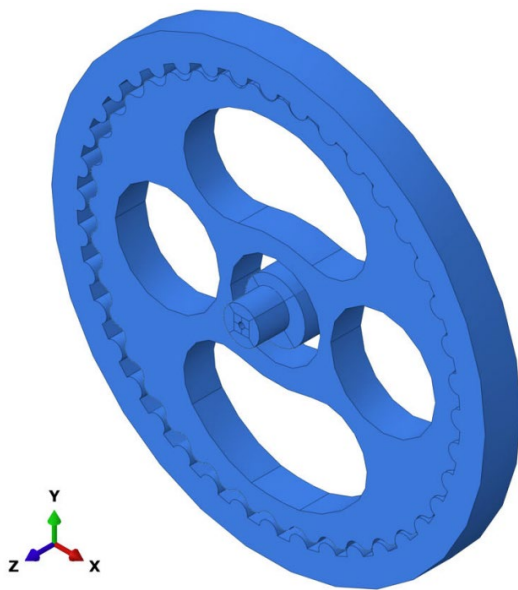


图 4-6 摆线针轮啮合副有限元模型

(2) 材料属性的赋予

在属性模块中, 根据表 3-1 对应的摆线轮和针齿的材料属性, 分别创建相应的材料和材料截面, 材料截面的类别定义为实体, 类型定义为均质。再将所创建的材料截面赋予给各部件, 完成材料属性的赋予。

(3) 分析步的定义

在分析步模块中, 利用管理器创建动力显式分析步(Dynamic/Explicit), 以摆线轮公转一周为一个周期, 即曲柄轴自转一周, 转速为 605r/min, 转动一周则需用时 0.099s, 所以设置仿真时间为 0.105s。

(4) 网格剖分

研究摆线轮上接触应力的变化特性, 需要对摆线轮与针齿间的接触区域内的网格进行局部细化, 从而保证仿真精度。根据接触主面网格要大于从面网格的原则, 将针齿内接触区域的网格大小设置为 0.3mm, 摆线轮内接触区域的网格大小设置为 0.2mm, 其余部分的网格大小设置为 2mm, 网格单元类型选择 Explicit 单元库中的八结点线性六面体单元(C3D8R), 采用六面体网格剖分, 得到的摆线轮网格节点数为 137586, 网格单元数为 108490, 针齿网格节点数为 48888, 网格单元数为 37060, 曲柄轴网格节点数为 1508, 网格单元数为 1130。剖分完成的网格如图 4-7 所示。

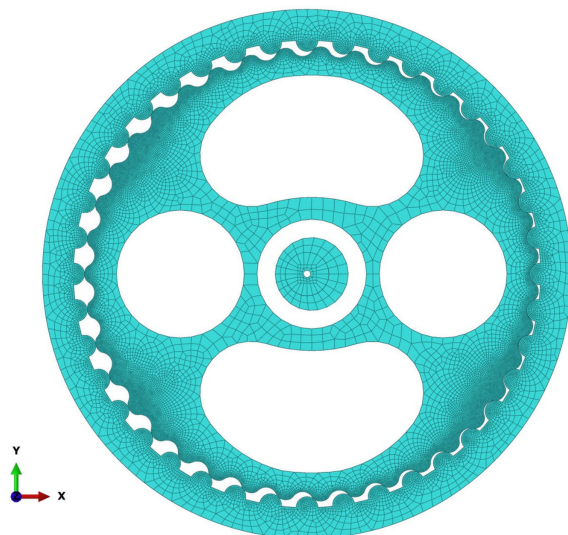


图 4-7 摆线针轮啮合副网格

(5) 摆线针轮啮合副的定义

在相互作用模块中，分别在针齿分布圆的中心、摆线轮的中心、偏心轮的中心以及曲柄轴端面中心创建参考点，再分别建立各参考点与对应的针齿壳外表面、摆线轮中心孔内表面、偏心轮外表面以及曲柄轴中心孔内表面的耦合约束，再对曲柄轴进行刚体约束，其质心作为参考点。这里的曲柄轴主要是作为载荷和边界条件施加的过渡载体，为避免其不会对仿真结果产生影响，这里对其进行刚体约束。

创建铰接(Hinge)连接截面，将其指派到摆线轮的中心和偏心轮的中心之间建立的“线条特征”上，以模拟摆线轮的公转，再将铰接连接截面指派到针齿分布圆中心和曲柄轴质心之间建立的“线条特征”上，以模拟曲柄轴的自转。

创建接触属性，定义“切向行为”为罚接触，摩擦系数设定为 0.1，定义“法向行为”为硬接触。创建相互作用，选择“表面与表面”接触，选定针齿的接触表面作为主面，摆线轮接触表面作为从面，“力学约束公式化”选择罚接触方法，“滑移公式”选择有限滑移，指派所定义的接触属性。

(6) 边界条件的定义与载荷的施加

对针齿壳的外圈表面进行完全固定，在曲柄轴质心的 Z 方向上施加 64rad/s 的转速，其数值对应摆线轮的公转速度，同时在摆线轮的中心孔内表面耦合点的 Z 方向上施加与转速同转向的负载转矩，施加转矩为额定负载的 0.55 倍，大小为 226600N·m，其中转速与载荷的施加都由平滑分析步控制，具体如表 4-2 所示。

表 4-2 平滑分析步设置

时间	幅值
0 s	0
0.01 s	1

4.3 基于 ABAQUS 的摆线针轮动态接触分析

4.3.1 有限元结果分析

仿真分析完成后，通过后处理监测仿真结果。得到摆线轮上啮合处的接触应力情况如图 4-8 所示。

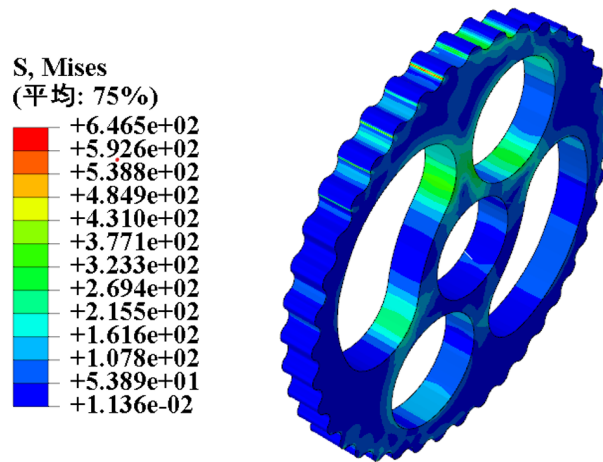


图 4-8 摆线轮接触应力情况

同时，在摆线轮的转速和负载达到稳定时，其最大接触应力随时间的变化情况如图 4-9 所示。

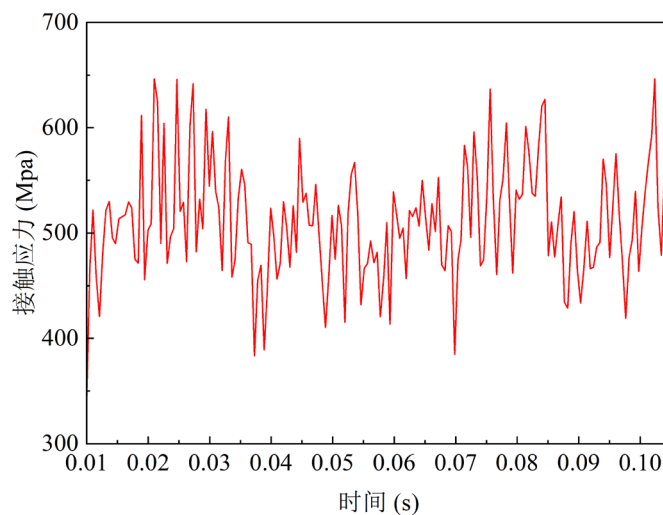


图 4-9 最大接触应力变化趋势

由上图可知，在额定负载的情况下，经过修形后的摆线轮与针齿共有 8 对轮齿

参与啮合，与理论计算的啮合齿对数相同，图中显示摆线轮上的最大接触应力值为 647Mpa，其屈服强度为 885Mpa，而针齿的屈服强度为 1500Mpa，因此满足动态强度要求。

为了进一步分析摆线轮齿廓上的应力分布特性，提取了某一段摆线齿廓曲面上的接触应力随曲柄轴旋转的变化过程，如图 4-10 所示。

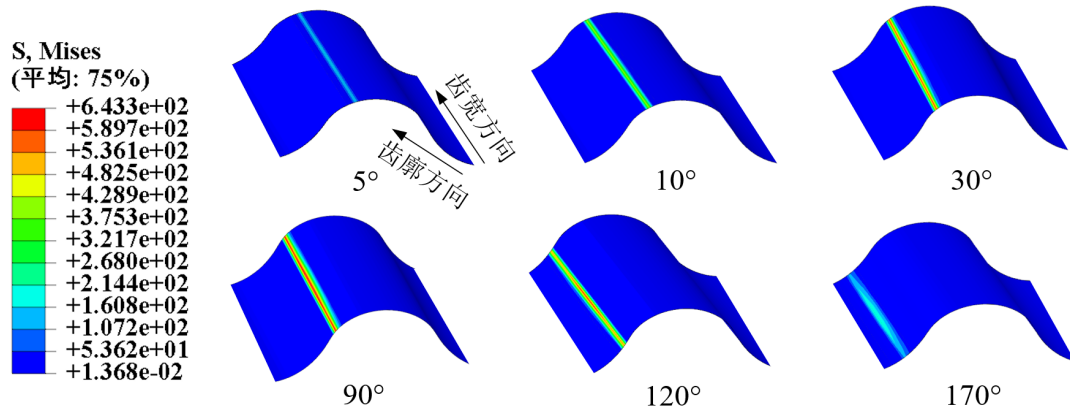


图 4-10 摆线齿廓曲面接触应力变化图

由上图可知，摆线轮齿随着曲柄轴转动逐渐完成啮入和啮出，而摆线轮齿表面上的接触应力沿着摆线轮齿廓的方向移动，整体呈现先增大后减小的趋势，沿齿宽方向的接触应力大小基本相同，啮合传动过程中摆线轮齿的受载均匀。

4.3.2 摆线针轮啮合副模型精度验证

通过仿真分析得到的摆线轮齿上接触应力值与理论计算的接触应力值的对比结果如图 4-11 所示。

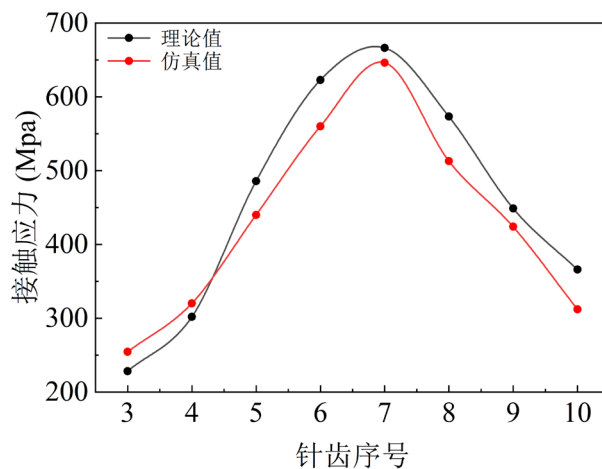


图 4-11 摆线轮接触应力的仿真值与理论值对比

由上图可以直观地观察到两者的接触应力的变化规律一致，均呈现先增大后减

小的变化趋势，且都在第 7 号齿出现最大接触应力。由于理论计算未考虑摆线轮中轮辐开孔及变形对接触应力的影响，则有限元分析结果与理论计算结果会出现一定范围的偏差，但其中最大误差未超过 10%，处于合理范围之内。因此进一步验证了所建立的摆线针轮啮合副有限元模型的准确性以及用此模型研究摆线针轮动态接触的可靠性。

4.4 不同误差因素对摆线轮接触应力的影响

对于摆线轮来说，其摆线表面上的接触应力基本都是通过摆线轮与针齿啮合接触产生的，而摆线轮的修形齿廓则会影响摆线针轮传动的接触特性，直接导致摆线轮上的接触应力发生改变，从而影响其承载能力。

因此，本节选用与 3.3 节相同的研究对象加以分析。并且同样按照表 3-4 分别给四种因素选定初始误差值以探究其对摆线轮接触应力的影响。基于所建立的摆线针轮副有限元模型进行有限元仿真分析，可得四种因素单独作用影响下的摆线轮最大接触应力变化曲线如图 4-12 所示。

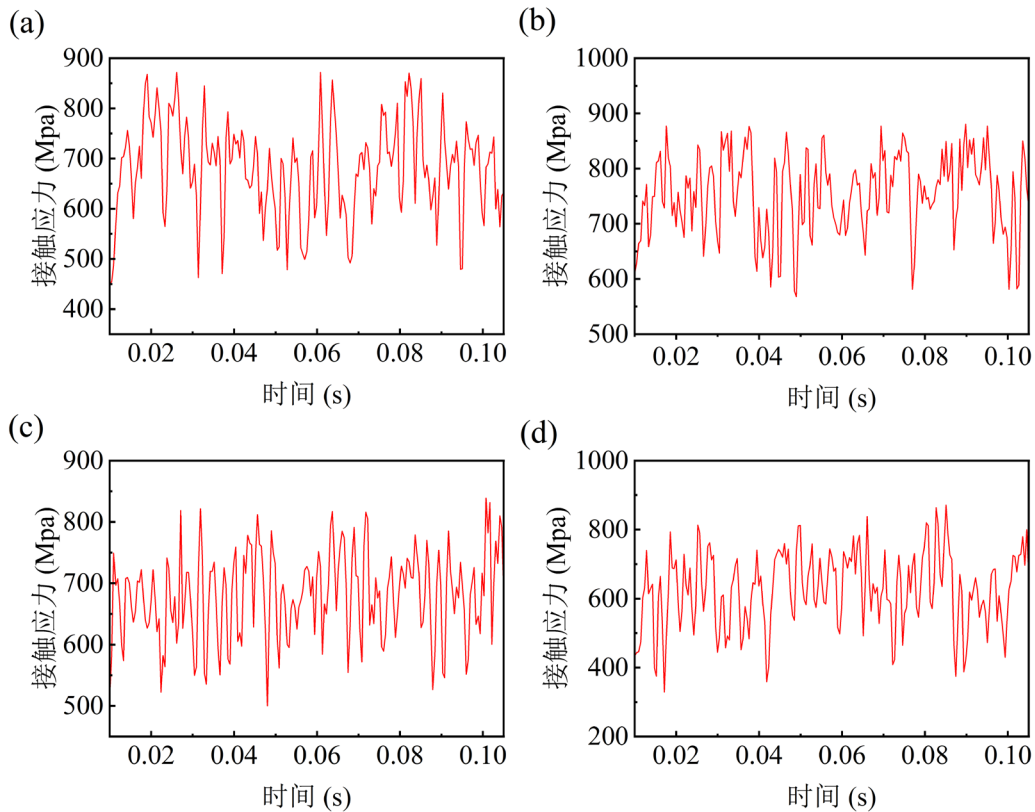


图 4-12 四因素接触应力曲线

(a) 针齿销孔轴向位置度误差；(b) 针齿分布圆半径误差；(c) 针齿半径误差；(d) 径向间隙

由上图可知，上述因素发生微小的扰动误差时，摆线轮的最大接触应力幅值明显增加。其中，摆线轮受针齿销孔轴向位置度误差影响对应的接触应力平均值为 688Mpa，受针齿分布圆半径误差影响对应的接触应力平均值为 766Mpa，受针齿半径误差影响对应的接触应力平均值为 690Mpa，受径向间隙影响对应的接触应力平均值为 628Mpa。

如图 4-13 所示，在已建立的摆线针轮副有限元模型的基础上，设置一定区间的自变量范围，分别建立了各选定因素的对应误差模型。经有限元分析，得到各因素单独作用对摆线轮接触应力的影响曲线，其中以摆线轮最大接触应力的平均值来表征单因素变动所影响的摆线轮接触应力的变化幅度。

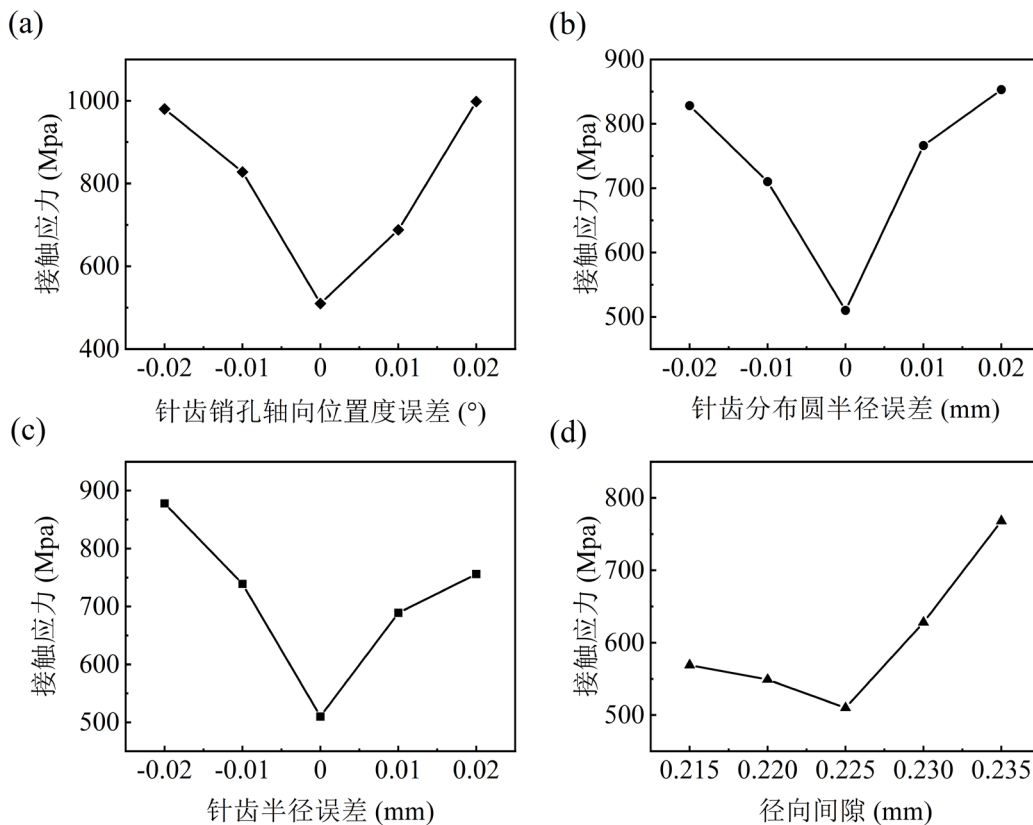


图 4-13 接触应力变化趋势

(a) 针齿销孔轴向位置度误差；(b) 针齿分布圆半径误差；(c) 针齿半径误差；(d) 径向间隙

由上图可知，当针齿销孔轴向位置度误差值和针齿分布圆半径误差值增加时，接触应力也随之增大；当针齿半径误差值增加时，接触应力随之增大，但其正向偏差引起的接触应力变化幅度小于其反向偏差的影响；当径向间隙发生变化时，接

触应力则会增大，但当其减小时，接触应力的增势较缓。

4.5 修形齿廓对摆线轮接触应力的影响

如图 4-14 所示，设置不同的修形量，记录对应模型中摆线轮最大接触应力的平均值，以此来比较等距修形、移距修形对摆线轮接触应力的影响。

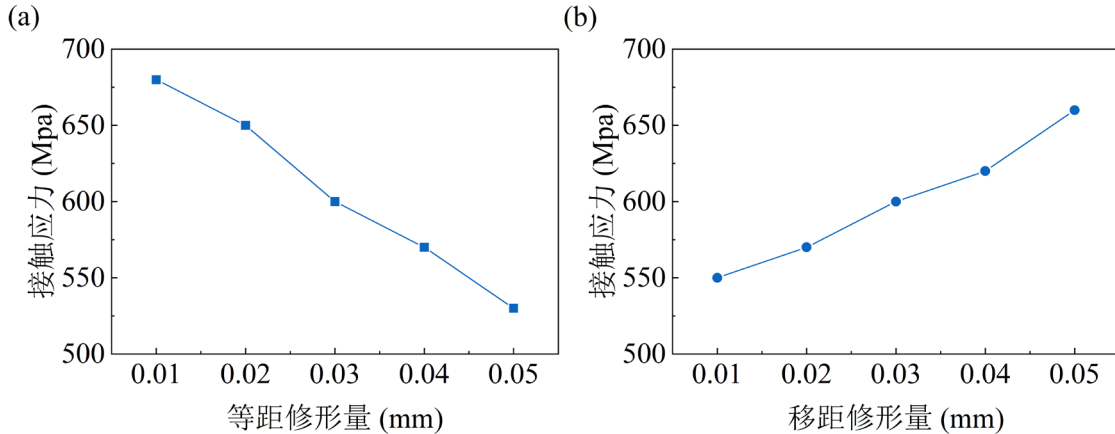


图 4-14 单修形对摆线轮接触应力的影响

(a) 等距修形; (b) 移距修形

由上图可知，等距修形量的增加会使摆线轮接触应力减小，而移距修形量的增加会使摆线轮接触应力增大，两种修形方法对于摆线轮接触应力的影响程度相似。

设置如表 3-5 同样的修形量参数，建立相关模型，通过仿真计算得到不同组合修形对摆线轮接触应力的影响如图 4-15 所示。

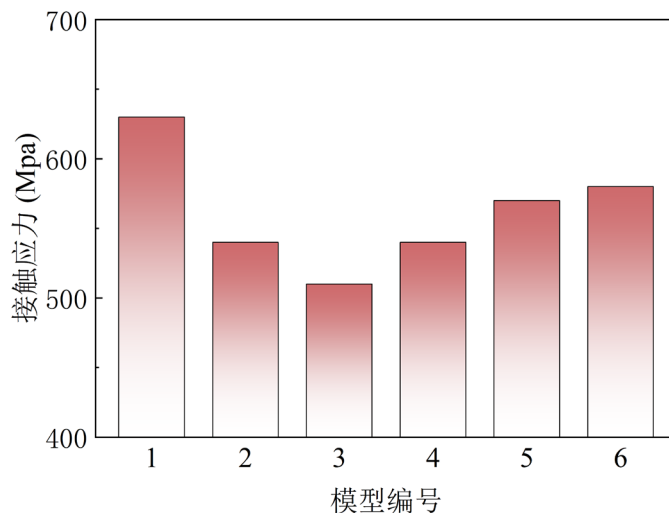


图 4-15 各修形方法下摆线轮接触应力对比

由上图可知，“正等距+负移距”组合修形对摆线轮接触应力的影响较小于“负等距+正移距”组合修形，采用“正等距+负移距”组合修形的摆线轮产生的接触应

力更小,而使用最佳修形量的组合修形比常规组合修形引起的摆线轮接触应力更小。

4.6 本章小结

本章提出了摆线针轮传动过程中啮合齿数和啮合区间的判定方法,以及摆线轮与针齿间啮合力的计算方法,并推导出了相关计算公式。分析了利用 ABAQUS 软件基于简化的摆线针轮传动机构建立摆线针轮啮合副有限元模型的具体过程,并对此展开有关摆线针轮传动的动态接触研究,得到了摆线针轮间啮合传动的接触状态,分析了摆线轮齿廓接触面上接触应力的变化。同时,通过对比理论数值与仿真数值的一致性,验证了基于摆线针轮啮合副有限元模型研究动态接触的准确性与可靠性,并进一步研究了不同误差和修形齿廓对传动精度的影响规律。

(1) 定义了建立摆线针轮啮合副有限元模型过程中相关设置,并对比发现理论啮合齿数和仿真啮合齿数相同,且理论接触应力与仿真接触应力的变化规律相同且最大误差不超过 10%,验证了摆线针轮啮合副有限元模型的准确性。

(2) 分析了不同误差对摆线轮接触应力的影响规律。当针齿销孔轴向位置度误差、针齿分布圆半径误差、针齿半径误差和径向间隙的偏差量增加时,摆线轮接触应力会出现不同程度的增大。其中,针齿半径误差值正向偏差引起的接触应力变化幅度较小于其反向偏差的影响,径向间隙减小时,接触应力的增势较缓。

(3) 分析了不同修形齿廓对摆线轮接触应力的影响规律。摆线轮接触应力随等距修形量的增加而减小,随移距修形量的增加而增大,两种修形方法对于摆线轮接触应力的影响程度相似;采用“正等距+负移距”和“负等距+正移距”组合修形的 RV 减速器,其传动时产生的摆线轮接触应力小于单独使用等距修形或移距修形的 RV 减速器,且采用“正等距+负移距”组合修形的摆线轮产生的接触应力小于“负等距+正移距”组合修形。

第 5 章 RV 减速器多因素耦合作用影响研究

RV 减速器广泛应用于工业机器人的关节处，其传动性能的稳定性对于工业设备的高效运行至关重要，而它的传动性能则会受到多种因素的影响。在本章的研究工作中，将利用响应面法基于前两章建立的 RV 减速机虚拟样机与摆线针轮啮合副有限元模型，来重点分析多种因素耦合作用对 RV 减速器的传动精度以及摆线轮接触应力的影响，并且揭示其间的潜在函数关系，完成响应面模型的构建，从而提高对 RV 减速器传动性能研究的效率。

5.1 响应面试验设计方法

5.1.1 响应面原理概述

响应面法是一种用于解决多变量问题的统计方法，它基于合理的实验设计方法，通过实验获得一定的数据，并使用二次回归方程来拟合因子与响应值之间的函数关系^[79-81]。与其他试验方法相比，响应面法的优势在于可以在较少的实验中获得试验因子与响应目标之间的近似关系，并且这种关系可以用显式函数来表达。如此，可以有效提高系统分析和优化设计的效率，特别是在处理复杂系统时，可以使用近似模型随时动态观察目标的变化，直观地了解局部因素对整个系统的详细影响。因此，响应面法在各个领域得到了广泛的应用。

响应面法是一种构建近似模型的方法，通过对指定设计空间内的试验点进行试验设计，拟合输出变量（系统响应）的全局逼近来模拟真实响应面。

系统响应目标与设计变量之间满足以下公式：

$$Y = \bar{y}(x) + \delta \quad (5-1)$$

式中， $\bar{y}(x)$ —原函数 $y(x)$ 的近似函数，即响应面；

δ —总误差。

响应面可以定义为：

$$\bar{y}(x) = \alpha_0 + \sum_{i=1}^N \alpha_i \lambda_i(x) \quad (5-2)$$

式中, λ_i —基函数;

α_i —基函数系数;

N —基函数个数。

由此可得二阶响应面近似函数:

$$\bar{y}(x) = \alpha_0 + \sum_{i=1}^N \alpha_i x_i + \sum_{i=1}^N \alpha_{ii} x_i^2 + \sum_{1 \leq i < j}^N \alpha_{ij} x_i x_j \quad (5-3)$$

式中, α_0 —偏移项;

α_i —线性偏移项;

α_{ii} —二阶偏移系数;

α_{ij} —交互作用系数。

采用最小二乘法计算基函数系数矩阵:

$$\beta = (\theta^T \theta)^{-1} \theta^T Y \quad (5-4)$$

式中, θ —响应面样本点矩阵, 可以表示为:

$$\theta = \begin{pmatrix} 1 & x_{1,1} & x_{1,2} & \cdots & x_{1,j} \\ 1 & x_{2,1} & x_{2,2} & \cdots & x_{2,j} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ 1 & x_{i,1} & x_{i,2} & \cdots & x_{i,j} \end{pmatrix} \quad (5-5)$$

Y —设计样本点对应的响应矢量, 即

$$Y = (y_1, y_2, \cdots, y_i)^T \quad (5-6)$$

根据设计样本点确定 θ 和 Y , 得到系数矩阵 β , 即可确定响应面对应的具体函数表达式。

5.1.2 响应面试验设计流程

考虑到 RV 减速器本身及其传动的复杂性和响应面法在构建拟合模型中的优势, 本节将利用响应面法结合虚拟样机技术与有限元分析技术展开试验设计, 以多种误差因素为设计变量, 以 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力为响应目标, 在试验数据的基础上, 构建响应面近似模型, 综合研究多种因素耦合作用对 RV 减速器的传动精度以及摆线轮接触应力的影响, 探究其中的潜在函数关系。

基于已建立的 RV 减速器虚拟样机和摆线针轮啮合副有限元模型, 建立了包含

各研究因素的模型，探究各研究因素单独作用对 RV 减速器传动误差和摆线轮接触应力的影响，以进一步综合研究各因素之间交互作用对其的影响规律。响应面试验设计的具体步骤如下：

(1) 确定设计变量和响应目标

本文的主要设计因素有：针齿销孔轴向位置度误差、针齿分布圆半径误差、针齿半径误差和径向间隙，响应目标为 RV 减速器传动误差和摆线轮接触应力，其因素类型指示图如图 5-1 所示（以正向偏差为例）。

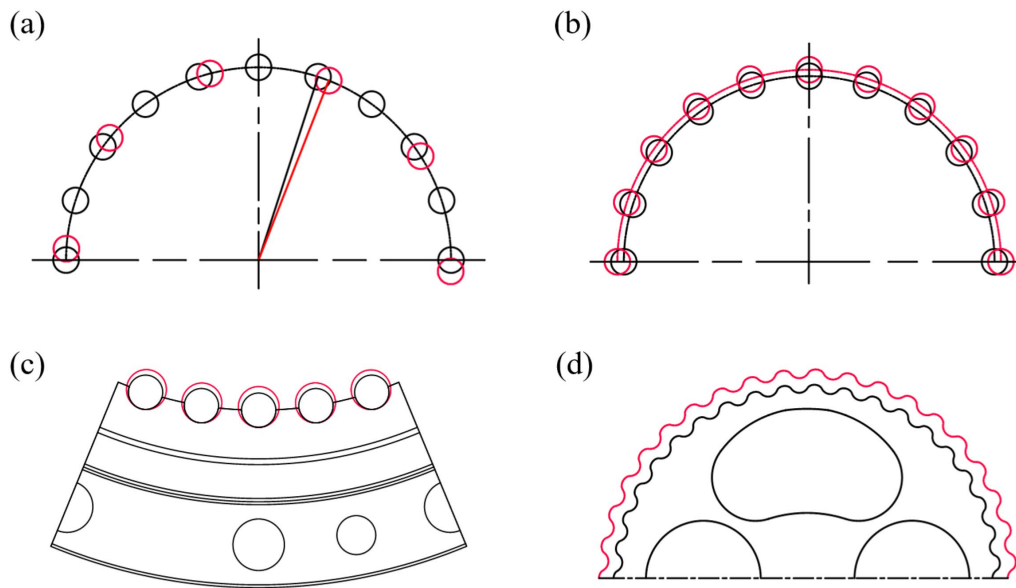


图 5-1 研究因素类型

(a) 针齿销孔轴向位置度误差；(b) 针齿分布圆半径误差；(c) 针齿半径误差；(d) 径向间隙

(2) 响应面组合试验设计方法

对于响应面设计方法，采用单因素实验检验筛选各因素的最优值，再通过 Box-Behnken 矩阵抽样法^[82,83]对每个因素取三个水平，编码为(-1,0,1)，分别对应实验点的低值、中值和高值，并根据每个因素水平进行组合测试。

将第三章和第四章中对应的不同误差因素对 RV 减速器传动误差和摆线轮接触应力的影响结果作为单因素实验结果，将各因素对应的传动误差与接触应力的最优值设为中间水平，则响应面试验设计因素与对应水平如表 5-1 所示。

同时，为了方便分析，用字母指代设计因素。其中，针齿销孔轴向位置度误差为 A，针齿分布圆半径误差为 B，针齿半径误差为 C，径向间隙为 D。

表 5-1 响应面试验设计因素与水平

因素	变量	水平		
		-1	0	1
针齿销孔轴向位置度误差	A	-0.02 °	0 °	0.02 °
针齿分布圆半径误差	B	-0.02 mm	0 mm	0.02 mm
针齿半径误差	C	-0.02 mm	0 mm	0.02 mm
径向间隙	D	0.215 mm	0.225 mm	0.235 mm

根据表 5-1 可设计多因素响应面组合试验设计方案，如表 5-2 所示。

表 5-2 响应面试验设计及结果

实验号	针齿销孔轴向位置度误差 A/°	针齿分布圆半径误差 B/mm	针齿半径误差 C/mm	径向间隙 D/mm	传动误差平均值 π'	最大接触应力的平均值 σ/Mpa
1	-1	0	0	-1	2.45	619.71
2	0	1	0	-1	0.69	714.88
3	-1	0	1	0	2.27	616.18
4	0	-1	1	0	0.53	731.85
5	0	-1	-1	0	0.37	724.74
6	-1	-1	0	0	2.56	616.46
7	1	1	0	0	1.98	953.72
8	0	0	-1	1	0.75	715.26
9	1	0	-1	0	1.66	833.28
10	0	0	-1	-1	0.74	712.39
11	0	-1	0	1	0.76	750.86
12	-1	0	0	1	2.4	614.57
13	1	0	0	1	1.86	928.28
14	1	0	1	0	2.04	978.96
15	-1	1	0	0	2.57	639.21
16	-1	0	-1	0	2.64	743.26
17	0	0	0	0	0.21	538.18
18	0	-1	0	-1	0.76	747.29
19	0	1	-1	0	0.14	726.04
20	0	0	0	0	0.11	526.69
21	0	1	1	0	1.36	742.91
22	1	0	0	-1	1.84	836.68
23	0	0	0	0	0.1	522.78
24	0	1	0	1	0.7	744.84
25	0	0	1	-1	0.78	712.39
26	1	-1	0	0	1.72	826.49
27	0	0	1	1	0.73	710.89

(3) 响应面模型的构建与验证

构建响应面模型，并验证其精度。利用上述试验设计构建了目标函数的响应面模型，并进行方差分析和显著性检验，验证其准确性。

具体的响应面设计试验的流程如图 5-2 所示。

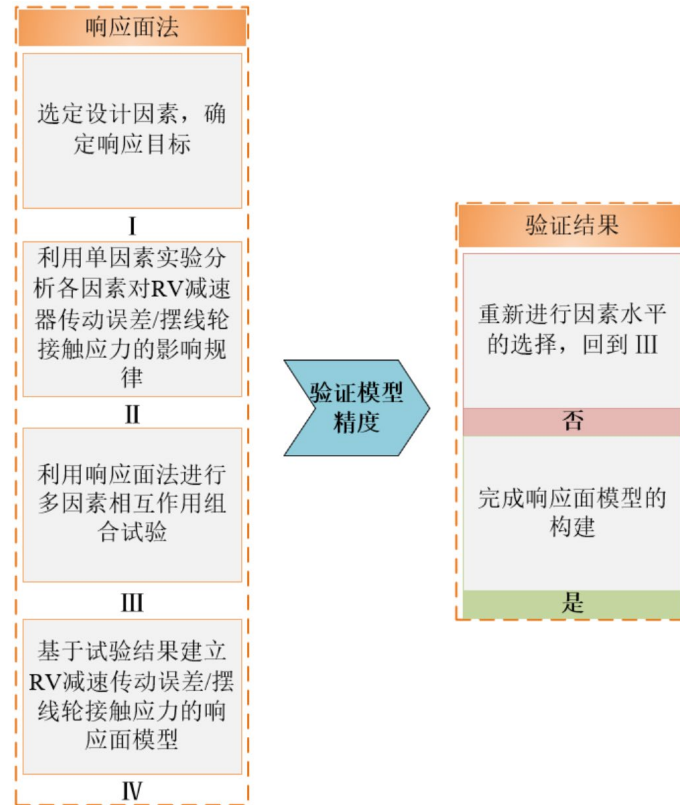


图 5-2 响应面设计流程图

5.2 多因素耦合作用对 RV 减速器传动精度的影响

5.2.1 RV 减速器传动精度响应面模型的建立与评估

(1) 多元线性回归模型的建立

根据表 5-2 中的试验设计结果，用最小二乘法计算回归系数矩阵，构造 RV 减速器传动误差的二次多项式响应面函数为：

$$\begin{aligned} \tau = & 156.35 - 35.48 \times A + 0.27 \times B + 22.75 \times C - 1388 \times D + 156.25 \times AB \\ & + 468.75 \times AC + 87.50 \times AD + 662.5 \times BC + 12.5 \times BD - 75 \times CD \\ & + 4373.96 \times A^2 + 670.83 \times B^2 + 620.21 \times C^2 + 3083.33 \times D^2 \end{aligned} \quad (5-7)$$

(2) 精度评估

如表 5-3 所示对所构建的 RV 减速器传动精度响应面模型进行方差分析及显著

性检验的结果。

表 5-3 传动精度响应面模型的方差分析

方差来源	离均差平方和	自由度	均方和	F 值	P 值
模型	19.32	14	1.38	37.14	< 0.0001
A	1.20	1	1.20	32.22	0.0001
B	0.0456	1	0.0456	1.23	0.2894
C	0.1657	1	0.1657	4.46	0.0564
D	0.0003	1	0.0003	0.0081	0.9299
AB	0.0156	1	0.0156	0.4206	0.5289
AC	0.1406	1	0.1406	3.79	0.0755
AD	0.0012	1	0.0012	0.0330	0.8589
BC	0.2809	1	0.2809	7.56	0.0176
BD	0.0000	1	0.0000	0.0007	0.9797
CD	0.0009	1	0.0009	0.0242	0.8789
A ²	16.33	1	16.33	439.46	< 0.0001
B ²	0.3840	1	0.3840	10.34	0.0074
C ²	0.3389	1	0.3389	9.12	0.0107
D ²	0.5070	1	0.5070	13.65	0.0031
残差	0.4458	12	0.0371	/	/
失拟项	0.4384	10	0.0438	11.85	0.0803
纯误差	0.0074	2	0.0037	/	/
总离差	19.76	26	/	/	/

注：差异显著， $P < 0.05$ ；差异极显著， $P < 0.01$ ；决定系数 $R^2 = 97.74\%$ 。

方差分析中各项的显著性是对模型的评价标准，参数越显著，对响应目标影响越大。由表 5-3 可知，以 RV 减速器传动误差平均值为响应值时，该模型的 P 值 < 0.0001（极显著），失拟项的 P 值 = 0.0803 > 0.05（不显著），决定系数 $R^2 = 97.74\%$ ，说明该模型的拟合效果较好，并具有较高的预测精度，可以用该模型对 RV 减速器传动精度进行预测。

由表 5-3 中 F 值可知，多因素间耦合作用对 RV 减速器传动精度的影响程度大小关系为：针齿分布圆半径误差与针齿半径误差(B×C)>针齿销孔轴向位置度误差与针齿半径误差(A×C)>针齿销孔轴向位置度误差与针齿分布圆半径误差(A×B)>针齿销孔轴向位置度误差与径向间隙(A×D)>针齿半径误差与径向间隙(C×D)>针齿分布圆半径误差与径向间隙(B×D)。

如图 5-3 所示，针对所构建的 RV 减速器传动精度响应面模型，分别做了 20 组

随机多因素参数组合对照仿真实验，用以验证响应面模型的准确性。图中显示，RV 减速器传动精度响应面模型的预测值和试验模型的观测值变化趋势一致，整体数据较为接近，从而验证了响应面模型的准确性。

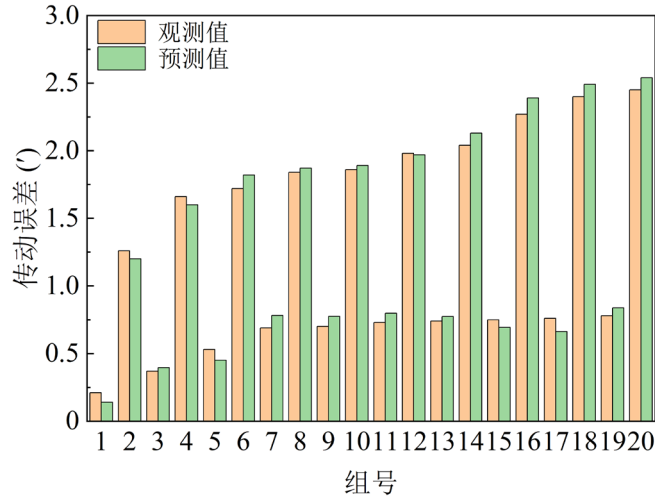
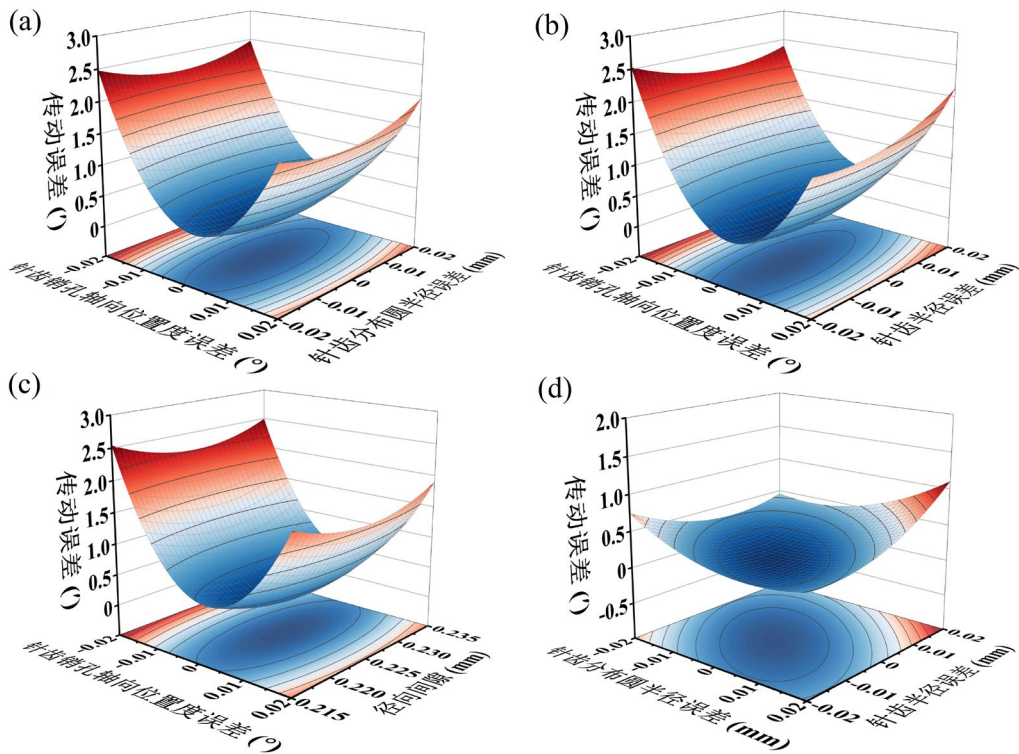


图 5-3 RV 减速器传动精度响应面模型的对比验证

5.2.2 传动精度响应曲面与等高线分析

为了确定各因素间耦合作用对 RV 减速器传动精度的影响，分别作出试验因素间耦合作用的响应曲面及等高线，如图 5-4 所示。



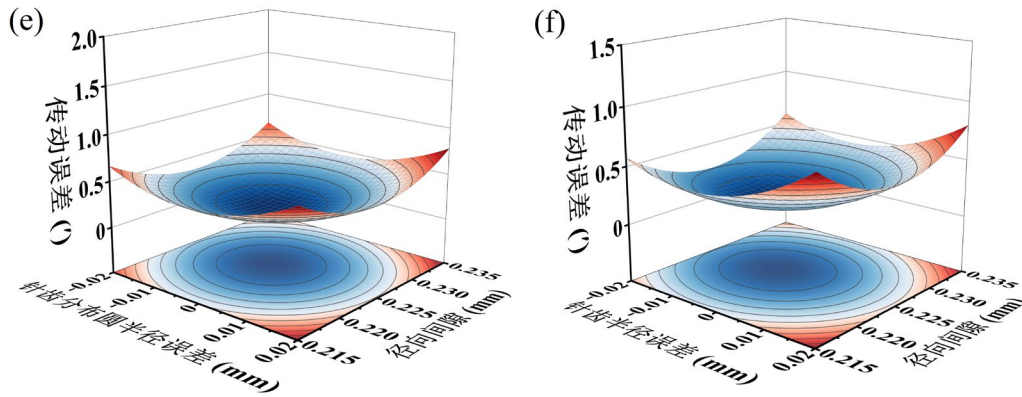


图 5-4 多因素耦合作用对 RV 减速器传动误差的影响

- (a) 针齿销孔轴向位置度误差×针齿分布圆半径误差；(b) 针齿销孔轴向位置度误差×针齿半径误差；
 (c) 针齿销孔轴向位置度误差×径向间隙；(d) 针齿分布圆半径误差×针齿半径误差；
 (e) 针齿分布圆半径误差×径向间隙；(f) 针齿半径误差×径向间隙

由上图所示，响应曲面在 XY 平面上的垂直投影为响应面模型的等高线图，等高线的形状可直观显示试验因素间交互作用的显著性，形状为椭圆形表示交互作用显著，圆形则表示不显著。

其中，图 5-4 (a)所示的等高线图未形成闭合椭圆形，表明针齿销孔轴向位置度误差与针齿分布圆半径误差($A \times B$)的交互作用不显著，且通过对应的响应曲面可以看出，当给定针齿分布圆半径误差时，沿着针齿销孔轴向位置度误差的轴向，曲面坡度变化明显；而当给定针齿销孔轴向位置度误差时，沿着针齿分布圆半径误差的轴向，曲面坡度变化细微，表明两者交互作用时，针齿销孔轴向位置度误差较针齿分布圆半径误差对传动误差影响更大。

同理，图 5-4 (b)和图 5-4 (c)中，针齿销孔轴向位置度误差与针齿半径误差($A \times C$)的交互作用不显著，两者相互作用时，针齿销孔轴向位置度误差对传动误差占主要影响；针齿销孔轴向位置度误差与径向间隙($A \times D$)的交互作用不显著，两者相互作用时，针齿销孔轴向位置度误差对传动误差占主要影响。

图 5-4 (d)所示的等高线图趋向于尖椭圆形，表明针齿分布圆半径误差与针齿半径误差($B \times C$)的交互作用显著，且通过对应的响应曲面可以看出，曲面坡度沿针齿分布圆半径误差和针齿半径误差两个轴向的变化幅度一致。传动误差随针齿分布圆半径误差的减小与针齿半径误差正向偏差的减小和反向偏差的增大而降低，表明针齿

分布圆半径误差与针齿半径误差对传动误差的影响程度近似相等。

图 5-4 (e)和图 5-4 (f)所示的等高线均趋向于正圆形，说明针齿分布圆半径误差与径向间隙(B×D)的交互作用不显著，以及针齿半径误差与径向间隙(C×D)的交互作用不显著，其各自相对独立地对传动误差的响应产生影响。

5.3 多因素耦合作用对摆线轮接触应力的影响

5.3.1 摆线轮接触应力响应面模型的建立与评估

(1) 多元线性回归模型的建立

根据表 5-2 中的试验设计结果，用最小二乘法计算回归系数矩阵，构造摆线轮接触应力的二次多项式响应面函数为：

$$\begin{aligned}\sigma = & 45281.56 - 20924.71 \times A - 6905.90 \times B + 1388.27 \times C - 3.9881 \times 10^5 \times D \\ & + 6.53 \times 10^4 \times AB + 1.70475 \times 10^5 \times AC + 1.20925 \times 10^5 \times AD + 6100 \times BC \\ & + 32987.5 \times BD - 5462.5 \times CD + 3.46735 \times 10^5 \times A^2 + 2.56889 \times 10^5 \times B^2 \\ & + 2.65907 \times 10^5 \times C^2 + 8.88492 \times 10^5 \times D^2\end{aligned}\quad (5-8)$$

(2) 精度评估

如表 5-4 所示对所构建的摆线轮接触应力响应面模型进行方差分析及显著性检验的结果。

由表 5-4 可知，以摆线轮齿廓曲面上的最大接触应力的平均值为响应值时，该模型的 P 值 <0.0001 （极显著），失拟项 P 值 $=0.0563>0.05$ （不显著），决定系数 $R^2=96.95\%$ ，同样说明接触应力响应面模型的拟合程度较高，并可用该模型对摆线轮接触应力进行预测。

由表 5-4 中 F 值可知，多因素间耦合作用对摆线轮齿廓曲面上的接触应力的影响程度大小关系为：针齿销孔轴向位置度误差与针齿半径误差(A×C)>针齿销孔轴向位置度误差与针齿分布圆半径误差(A×B)>针齿销孔轴向位置度误差与径向间隙(A×D)>针齿分布圆半径误差与径向间隙(B×D)>针齿分布圆半径误差与针齿半径误差(B×C)>针齿半径误差与径向间隙(C×D)。

表 5-4 接触应力响应面模型的方差分析

方差来源	离均差平方和	自由度	均方和	<i>F</i> 值	<i>P</i> 值
模型	3.538×10 ⁵	14	25271.03	27.28	< 0.0001
A	1.895×10 ⁵	1	1.895×10 ⁵	204.59	< 0.0001
B	1279.47	1	1279.47	1.38	0.2627
C	121.67	1	121.67	0.1313	0.7233
D	1227.35	1	1227.35	1.32	0.2721
AB	2729.02	1	2729.02	2.95	0.1118
AC	18599.50	1	18599.50	20.08	0.0008
AD	2339.66	1	2339.66	2.53	0.1380
BC	23.81	1	23.81	0.0257	0.8753
BD	174.11	1	174.11	0.1880	0.6723
CD	4.77	1	4.77	0.0052	0.9440
A ²	1.026×10 ⁵	1	1.026×10 ⁵	110.75	< 0.0001
B ²	56312.94	1	56312.94	60.79	< 0.0001
C ²	60336.37	1	60336.37	65.14	< 0.0001
D ²	42102.26	1	42102.26	45.45	< 0.0001
残差	11115.73	12	926.31	/	/
失拟项	10987.57	10	1098.76	17.15	0.0563
纯误差	128.16	2	64.08	/	/
总离差	3.649×10 ⁵	26	/	/	/

注：差异显著， $P<0.05$ ；差异极显著， $P<0.01$ ；决定系数 $R^2=96.95\%$ 。

针对所构建的摆线轮接触应力响应面模型，分别做了 20 组随机多因素参数组合对照仿真实验，用以验证摆线轮接触应力响应面模型的准确性，模型的预测值和仿真的观测值对比如图 5-5 所示。

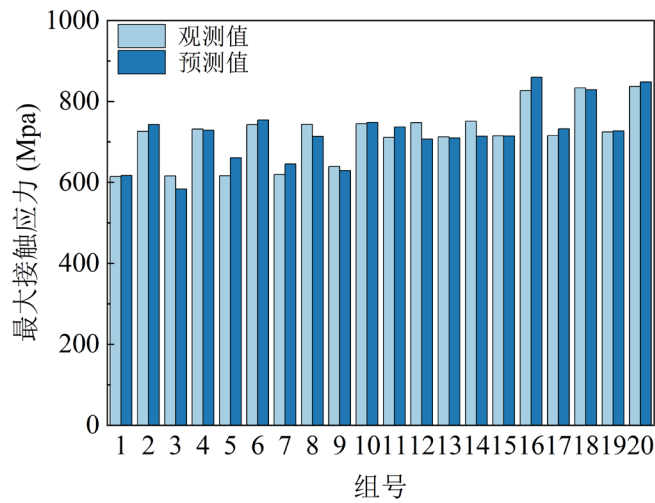


图 5-5 摆线轮接触应力响应面模型的对比验证

由上图可知，摆线轮接触应力响应面模型的预测值和试验结果的整体数值较为接近且误差较小，从而验证了摆线轮接触应力响应面模型的准确性。

5.3.2 接触应力响应曲面与等高线分析

为了确定各因素间耦合作用对摆线轮接触应力的影响，分别作出试验因素间交互作用的响应曲面及等高线，如图 5-6 所示。

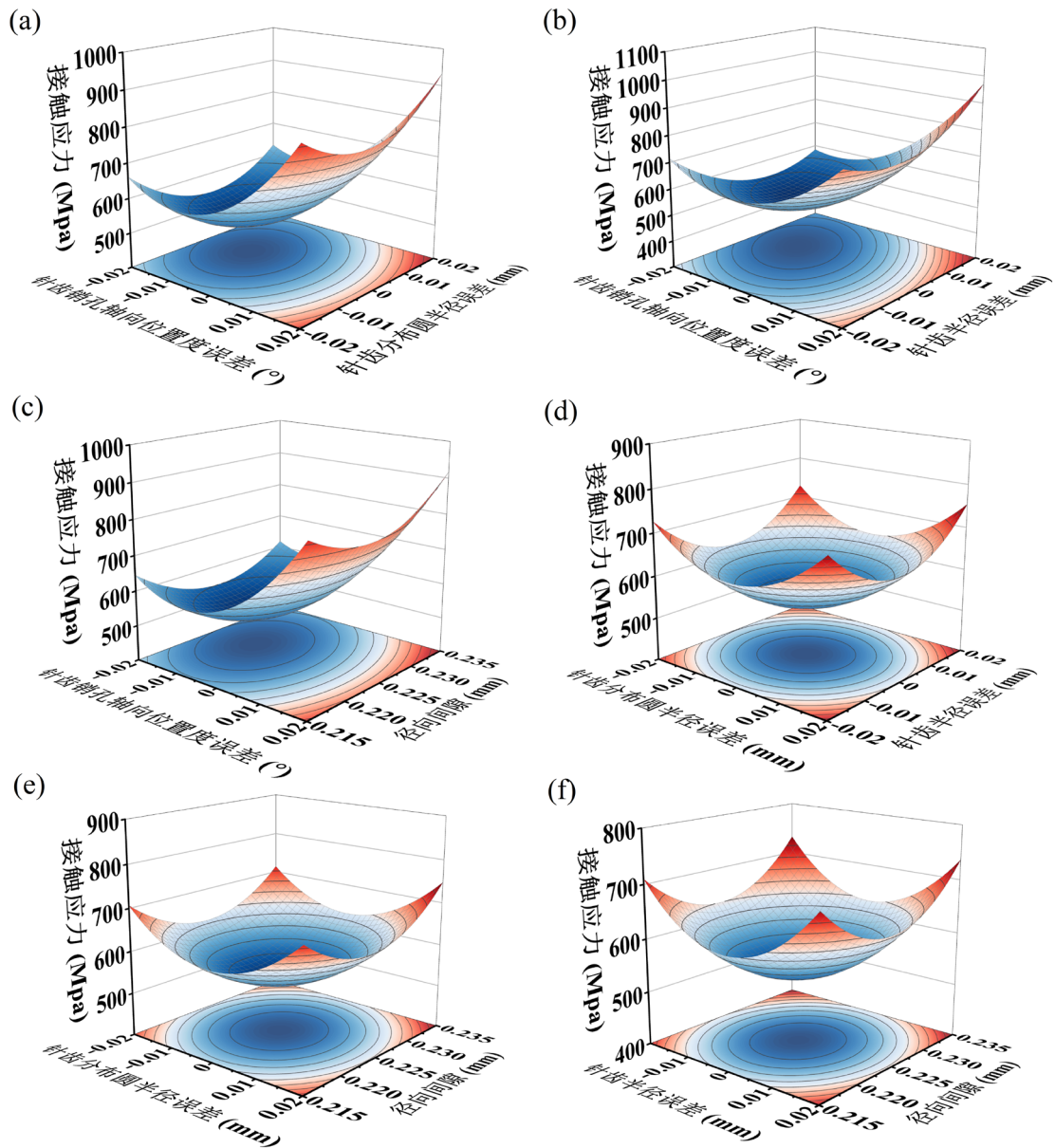


图 5-6 多因素耦合作用对摆线轮接触应力的影响

- (a) 针齿销孔轴向位置度误差×针齿分布圆半径误差；(b) 针齿销孔轴向位置度误差×针齿半径误差；(c) 针齿销孔轴向位置度误差×径向间隙；(d) 针齿分布圆半径误差×针齿半径误差；(e) 针齿分布圆半径误差×径向间隙；(f) 针齿半径误差×径向间隙

由上图所示,图 5-6 (a)中的等高线图呈类圆形,表明针齿销孔轴向位置度误差与针齿分布圆半径误差(A×B)的交互作用不显著,且通过对应的响应曲面可以看出,当给定针齿分布圆半径误差时,随着针齿销孔轴向位置度误差正向偏差增大时,最大接触应力增大;而当给定针齿销孔轴向位置度误差时,沿着针齿分布圆半径误差的轴向,最大接触应力变化幅度缓慢,表明两者交互作用时,针齿销孔轴向位置度误差较针齿分布圆半径误差对摆线轮接触应力影响更大。

图 5-6 (b)所示的等高线图趋向于类椭圆形,表明针齿销孔轴向位置度误差与针齿半径误差(A×C)的交互作用显著,且通过对应的响应曲面可以看出,曲面坡度沿针齿销孔轴向位置度误差和针齿半径误差两个轴向的变化幅度趋于相同。最大接触应力随针齿销孔轴向位置度误差反向偏差的增加与针齿半径误差的减小而降低,表明针齿销孔轴向位置度误差与针齿半径误差对摆线轮接触应力的影响程度近似相等。

同理,图 5-6 (c)中,针齿销孔轴向位置度误差与径向间隙(A×D)的交互作用不显著,两者相互作用时,针齿销孔轴向位置度误差对摆线轮接触应力占主要影响。

图 5-6 (d)、图 5-6 (e)和图 5-6 (f)所示的等高线均趋向于正圆形,说明针齿分布圆半径误差与针齿半径误差(B×C)的交互作用不显著、针齿分布圆半径误差与径向间隙(B×D)的交互作用不显著,以及针齿半径误差与径向间隙(C×D)的交互作用不显著,其各自相对独立地对摆线轮接触应力的响应产生影响。

5.4 本章小结

本章分析了响应面法的基本原理和利用响应面法设计多因素组合试验的具体流程,选定针齿销孔轴向位置度误差(A)、针齿分布圆半径误差(B)、针齿半径误差(C)和径向间隙(D)为设计因素,确定 RV 减速器传动误差和摆线轮接触应力为响应目标。根据试验结果绘制了相关响应曲面与等高线图,分析了多种因素耦合作用对 RV 减速器的传动精度与摆线轮接触应力的影响规律,并根据得到的试验数据揭示了其间存在的潜在函数关系,完成了响应面模型的构建。

(1) 针齿分布圆半径误差与针齿半径误差(B×C)的交互作用对 RV 减速器传动精度的影响显著,其传动误差随针齿分布圆半径误差(B)的减小与针齿半径误差(C)正向偏差的减小和反向偏差的增加而降低。总体多因素间耦合作用对 RV 减速器传

动精度的影响程度排列为： $(B \times C) > (A \times C) > (A \times B) > (A \times D) > (C \times D) > (B \times D)$ 。

(2) 针齿销孔轴向位置度误差与针齿半径误差($A \times C$)的交互作用对摆线轮接触应力的影响显著，其最大接触应力随针齿销孔轴向位置度误差(A)反向偏差的增加与针齿半径误差(C)的减小而降低。总体多因素间耦合作用对摆线轮接触应力的影响程度排列为： $(A \times C) > (A \times B) > (A \times D) > (B \times D) > (B \times C) > (C \times D)$ 。

(3) 建立了 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的响应面模型，并验证了其用于预测 RV 减速器在多因素耦合作用下的未知传动精度以及摆线轮接触应力的准确性，从而可以利用该模型指导生产，避免多因素之间的强耦合作用影响 RV 减速器的性能。

第 6 章 总结与展望

6.1 全文总结

智能制造行业的不断发展,使得以工业机器人为代表的高端自动化装备产业也进一步得到提升,对工业机器人用 RV 减速器的相关研究成为当下热门,其中针对其传动精度与摆线轮接触应力的研究更是推动工业机器人产业发展的关键技术。本文以 RV 减速器作为研究对象,通过建立虚拟样机和有限元模型,进行了相关多体动力学和摆线针轮传动时动态接触的仿真模拟。利用响应面试验选定针齿销孔轴向位置度误差(A)、针齿分布圆半径误差(B)、针齿半径误差(C)和径向间隙(D)为设计因素,确定 RV 减速器传动误差和摆线轮接触应力为响应目标,分析了多种因素间的耦合作用对 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的影响,并通过构建的响应面模型准确预测了随机多因素参数组合对应的传动精度和摆线轮接触应力,提高了研究效率。主要得出以下结论:

(1) 为真实还原 RV 减速器的运转工况,建立了精确的 RV 减速器三维模型,计算出(a)固定类型(针齿壳固定,太阳轮输入,行星架输出)的 RV 减速器的总传动比为 121:1,以及第 I 级渐开线行星齿轮减速机构的啮合频率为 360Hz,第 II 级摆线针轮减速机构的啮合频率为 403Hz。推导了不同修形方法下摆线轮所对应的修形齿廓方程,计算出修形摆线齿廓对应的最佳等距修形量为 0.5395mm,最佳移距修形量为-0.3145mm。提出了摆线轮与针齿传动时啮合区间的判定方法以及摆线轮与针齿传动时接触力的计算方法。为后续搭建 RV 减速器虚拟样机进行动力学分析以及建立摆线针轮啮合副有限元模型进行摆线针轮动态接触性能分析,提供了充足的理论依据。

(2) RV 减速器的传动误差随针齿销孔轴向位置度误差、针齿分布圆半径误差、针齿半径误差和径向间隙的偏差量的增加而出现不同程度的增大,摆线轮的等距修形量、移距修形量的增加也会使传动误差增大。其中,针齿分布圆半径误差正向偏差引起的传动误差变化幅度较大于其反向偏差的影响,针齿半径误差反向偏差对于

传动误差的影响趋势较缓；采用组合修形的摆线轮，其对应 RV 减速器的传动精度高于单独使用等距修形或移距修形的 RV 减速器，且采用“负等距+正移距”组合修形的传动精度高于采用“正等距+负移距”组合修形的传动精度。

(3) 摆线轮齿廓上的接触应力沿着齿廓的方向移动，整体呈现先增大后减小的趋势，沿齿宽方向的接触应力大小基本相同；摆线轮接触应力会随针齿销孔轴向位置度误差、针齿分布圆半径误差、针齿半径误差和径向间隙的偏差量的增加而出现不同程度的增大，摆线轮的等距修形量的增加会使接触应力减小，而移距修形量的增加使其增大。其中，针齿半径误差值正向偏差引起的接触应力变化幅度较小于其反向偏差的影响，径向间隙减小时，接触应力的增势较缓。采用组合修形的摆线轮，其接触应力低于单独使用等距修形或移距修形的摆线轮，且采用“正等距+负移距”组合修形的摆线轮，其接触应力低于采用“负等距+正移距”组合修形的摆线轮。

(4) 针齿分布圆半径误差与针齿半径误差(B×C)的耦合作用对 RV 减速器传动精度的影响显著，其传动误差随针齿分布圆半径误差(B)的减小与针齿半径误差(C)正向偏差的减小和反向偏差的增加而降低，多因素间耦合作用的影响程度排列为： $(B \times C) > (A \times C) > (A \times B) > (A \times D) > (C \times D) > (B \times D)$ ；针齿销孔轴向位置度误差与针齿半径误差(A×C)的耦合作用对摆线轮接触应力的影响显著，其最大接触应力随针齿销孔轴向位置度误差(A)反向偏差的增加与针齿半径误差(C)的减小而降低，多因素间耦合作用的影响程度排列为： $(A \times C) > (A \times B) > (A \times D) > (B \times D) > (B \times C) > (C \times D)$ 。

(5) 建立了 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的响应面模型，揭示了多种因素与 RV 减速器传动精度及摆线轮接触应力之间的隐式函数关系。通过合理调整多因素组合的参数，配合响应面模型进行预测多因素共同作用下未知的目标量，从而在保证传动精度的同时，有效改善摆线齿面受力，降低最大接触应力。将此模型应用于 RV 减速器的设计及加工阶段，以达到降低生产成本的目的，具有重要的工程应用价值。

本文的主要创新点如下：

(1) 在研究摆线轮修形的基础上，通过综合考虑不同误差因素的影响，构建了 RV 减速器的分析模型，分析了 RV 减速器的相关传动特性以及传动误差的变化状况。同时建立摆线针轮啮合副有限元模型，高效分析了摆线轮与针齿啮合传动时的

动态接触状态，并利用响应面试验研究得到多种因素单独及其耦合作用对 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力变化的影响规律，提高了研究效率。

(2) 将响应面法引入到 RV 减速器的传动误差和接触应力分析中，构建了各设计参数与 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力之间的响应面模型，基于多元线性回归分析对相关试验数据进行拟合，得到各设计参数与 RV 减速器传动误差与摆线轮接触应力之间的经验公式，并验证了响应面模型的准确性。利用该模型可以快速预测 RV 减速器的传动精度和摆线轮上的接触应力，实现对国产 RV 减速器的高效研究，从而提高其传动精度并降低摆线针轮传动间的接触应力，增强其承载能力。

6.2 展望与建议

由于本人的水平和对相关知识的储备有限，在本文中对 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的研究还存在不足和欠缺，因此还有以下部分需要改进：

(1) 本文在对 RV 减速器传动精度与摆线轮接触应力的研究中，只考虑四种影响因素，没有加入更多的 RV 减速器中其它零部件中可能存在的制造、装配误差和间隙以及 RV 减速器实际运行过程中的润滑、磨损、温度等因素的影响。

(2) 本文的研究仅停留在仿真阶段，没有利用 RV 减速器实物进行实验，应在后续的研究中搭建具体的实物试验台，综合利用理论数据以及仿真数据与真实的实验数据进行相互验证。

参考文献

- [1] 尹峰. “十四五”时期推动智能制造发展的思考及建议[J]. 机器人产业, 2021, (4): 12-15.
- [2] 龚信. “十四五”智能制造发展规划[N]. 中国工业报, 2021-12-29(3).
- [3] 付秋林, 鲁庆东, 蒋世应. 我国工业机器人发展现状与前景[J]. 现代制造技术与装备, 2020, 56(10): 217-218.
- [4] 王田苗, 陶永. 我国工业机器人技术现状与产业化发展战略[J]. 机械工程学报, 2014, 50(9): 1-13.
- [5] 梁琪. 全球机器人市场统计数据分析[J]. 机器人技术与应用, 2010, (2): 26-31.
- [6] 乔雪涛, 张力斌, 闫存富, 等. 我国工业机器人 RV 减速器发展现状分析[J]. 机械强度, 2019, 41(6): 1486-1492.
- [7] Pham A D, Ahn H J. High precision reducers for industrial robots driving 4th industrial revolution: state of arts, analysis, design, performance evaluation and perspective[J]. International journal of precision engineering and manufacturing-green technology, 2018, 5(4): 519-533.
- [8] Wei B, Wang J X, Zhou G W, et al. Mixed lubrication analysis of modified cycloidal gear used in the RV reducer[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2016, 230(2): 121-134.
- [9] 吴锦辉, 陶友瑞. 工业机器人定位精度可靠性研究现状综述[J]. 中国机械工程, 2020, 31(18): 2180-2188.
- [10] 季文超. 我国工业机器人技术现状与产业化发展战略[J]. 电子元器件与信息技术, 2020, 4(8): 64-65.
- [11] Chen B K, Li C Y, Lim T C, et al. Analysis of a Cycloid Speed Reducer Considering Tooth Profile Modification and Clearance-Fit Output Mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2017, 139(3): 033303.
- [12] 张也, 李朝阳, 黄健. 多因素综合作用的摆线针轮传动误差分析[J]. 重庆大学学报

- 报, 2020, 43(12): 1-12.
- [13] Blanche J G, Yang D C H. Cycloid Drives With Machining Tolerances[J]. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 1989, 111(3): 337-344.
- [14] Yang D C H, Blanche J G. Design and application guidelines for cycloid drives with machining tolerances[J]. Mechanism and Machine Theory, 1990, 25(5): 487-501.
- [15] 李兵, 杜俊伟, 陈磊, 等. 工业机器人 RV 减速器传动误差分析[J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(10): 1-6+46.
- [16] 杨玉虎, 张洁, 许立新. RV 传动机构精度分析[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2013, 46(7): 623-628.
- [17] Hidaka T, Wang H Y, Ishida T, et al. Rotational Transmission Error of K-H-V Planetary Gears With Cycloid Gears. (1st Report, Analytical Method of the Rotational Transmission Error)[J]. Trans of the Japan Society of Mechanical Engineers (C), 1994, 60(570): 645-653.
- [18] Ishida T, Wang H Y, Hidaka T, et al. Rotational Transmission Error of K-H-V-Type Planetary Gears With Cycloid Gears. (2nd Report, Effects of Manufacturing and Assembly Errors on Rotational Transmission Error)[J]. Trans of the Japan Society of Mechanical Engineers (C), 1994, 60(578): 3510-3517.
- [19] Wang H Y, Ishida T, Hidaka T, et al. Rotational Transmission Error of K-H-V-Type Planetary Gears With Cycloid Gears. (3rd Report, Mutual Effects of Errors of the Elements on the Rotational Transmission Error)[J]. Trans of the Japan Society of Mechanical Engineers (C), 1994, 60(578): 3518-3525.
- [20] Shan J L, Liu T Y, He D W. Analysis of Nonlinear Dynamic Accuracy on RV Transmission System[J]. Advanced Materials Research, 2012, 1775(510): 529-535.
- [21] Han L, Guo F. Global sensitivity analysis of transmission accuracy for RV-type cycloid-pin drive[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(3): 1225-1231.
- [22] Li X, Chen B, Wang Y, et al. Mesh stiffness calculation of cycloid-pin gear pair with tooth profile modification and eccentricity error[J]. Journal of Central South

- University, 2018, 25(7): 1717-1731.
- [23] 韩林山, 沈允文, 董海军, 等. 基于非线性分析方法的摆线针轮系统传动精度研究[J]. 中国机械工程, 2007, (9): 1039-1043.
- [24] 韩林山, 沈允文, 董海军, 等. 2K-V 型传动装置动态传动精度理论研究[J]. 机械工程学报, 2007, (6):81-86.
- [25] 韩林山, 沈允文, 董海军, 等. 2K-V 型传动装置制造误差对传动精度的影响[J]. 机械科学与技术, 2007, (9): 1135-1140.
- [26] 韩林山, 谭群燕, 沈允文, 等. 间隙及转矩对 2K-V 型传动装置传动精度的影响[J]. 机械科学与技术, 2007, (8): 1080-1083+1089.
- [27] 竹振旭, 董海军, 韩林山, 等. 误差组合方式对 RV 型减速机传动精度的灵敏度分析[J]. 机械设计, 2008, (10):69-73.
- [28] Ahn H J, Choi B M, Lee Y H, et al. Impact Analysis of Tolerance and Contact Friction on a RV Reducer using FE Method[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2021, 22(7): 1285-1292.
- [29] Jiang Z H, Zhang X L, Liu J Q. A reliability evaluation method for RV reducer by combining multi-fidelity model and Bayesian updating technology[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021, 1043(5): 052038.
- [30] Yang Y H, Zhou G C, Chang L, et al. A modelling approach for kinematic equivalent mechanism and rotational transmission error of RV reducer[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 163(1): 104384.
- [31] Hu Y H, Li G, Zhu W D, et al. An Elastic Transmission Error Compensation Method for Rotary Vector Speed Reducers Based on Error Sensitivity Analysis[J]. Applied Sciences, 2020, 10(2): 481.
- [32] Malhotra S K, Parameswaran M A. Analysis of a cycloid speed reducer[J]. Mechanism and Machine Theory, 1983, 18(6): 491-499.
- [33] Carlo G, Piermaria D, Francesco R, et al. Theoretical and Experimental Analysis of a Cycloidal Speed Reducer[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(11): 112604.
- [34] Xu L X, Yang X H. Dynamic modeling and contact analysis of a cycloid-pin gear

- p>mechanism with a turning arm cylindrical roller bearing[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 104: 327-349.
- [35] Xu L X, Chen B K, Li C Y. Dynamic modelling and contact analysis of bearing-cycloid-pinwheel transmission mechanisms used in joint rotate vector reducers[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 137: 432-458.
- [36] Lin K S, Chan K Y, Lee J J. Kinematic error analysis and tolerance allocation of cycloidal gear reducers[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 124: 73-91.
- [37] Sun X X, Han L, Wang J. Tooth modification and loaded tooth contact analysis of China Bearing Reducer[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233(17): 6240-6261.
- [38] Sun X X, Han L, Wang J. Design and Transmission Error Analysis of CBR Reducer[J]. Journal of Mechanical Design, 2019, 141(8): 082301.
- [39] Sun X X, Han L, Ma K W, et al. Lost motion analysis of CBR reducer[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 120: 89-106.
- [40] 王辉, 石照耀, 林家春, 等. 机器人用 RV 减速器多齿啮合特性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2020, 41(2): 227-234.
- [41] 关天民, 姜恒, 轩亮, 等. 新型 FT 针摆传动应力均衡齿廓修形技术研究[J]. 机械设计, 2019, 36(2): 82-87.
- [42] 关天民, 孙英时, 雷蕾. 二齿差摆线针轮行星传动的受力分析[J]. 机械工程学报, 2002, 38(3): 59-63.
- [43] 李宇涛, 金守峰, 焦航, 等. 侧隙对摆线针轮传动啮合力与摩擦功耗的影响分析[J]. 机械传动, 2022, 46(1): 110-114.
- [44] 张跃明, 何通, 纪姝婷, 等. RV 减速器摆线针轮的有限元接触分析[J]. 机床与液压, 2021, 49(1): 114-118.
- [45] 丁国龙, 秦园, 明廷伯, 等. 基于接触应力均化的摆线轮修形方法[J]. 中国机械工程, 2019, 30(9): 1081-1089.
- [46] 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.
- [47] Kim K H, Lee C S, Ahn H J. GSD-12 Torsional Rigidity of a Cycloid Drive Considering Finite Bearing and Hertz Contact Stiffness (Gear Strength and Durability, Including Gear Materials and Heat Treatment Techniques)[J]. The Proceedings of the JSME international conference on motion and power transmissions, 2009, 2009(0): 369-373.
- [48] Kim K H, Lee C S, Ahn H J. Torsional Rigidity of a Two-stage Cycloid Drive[J]. Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A, 2009, 33(11): 1217-1224.
- [49] Li S. Design and strength analysis methods of the trochoidal gear reducers[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 81: 140-154.
- [50] 王嘉宁, 顾京君, 言勇华. 摆线轮基本齿形参数与 RV 减速器啮合刚度的关系[J]. 机械设计与研究, 2017, 33(4): 63-67.
- [51] 张跃明, 何通, 纪姝婷, 等. RV 减速器摆线针轮的有限元接触分析[J]. 机床与液压, 2021, 49(1): 114-118.
- [52] Blagojević M, Marjanović N, Djordjević Z, et al. A New Design of a Two-Stage Cycloidal Speed Reducer[J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 133(8): 085001.
- [53] Blagojević M, Kostić N, Matejić M. Dynamic Behaviour of a Two-Stage Cycloidal Speed Reducer of a New Design Concept[J]. Tehnički Vjesnik, 2018, 25(S2): 291-298.
- [54] Tran T L, Pham A D, Ahn H J. Lost motion analysis of one stage cycloid reducer considering tolerances[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2016, 17(8): 1009-1016.
- [55] 朱梦, 张方, 秦远田, 等. RV 减速器动力学仿真及其最大接触力的计算[J]. 国外电子测量技术, 2017, 36(6): 26-30.
- [56] 梁强, 程澄, 史宝军. 基于有限元建模的 RV 减速器摆线针轮承载啮合特性分析[J]. 机械强度, 2023, 45(3): 653-661.
- [57] 王瑞, 陈江义. RV 减速器中摆线轮强度的有限元分析[J]. 机械制造, 2017, 55(7):

61-64.

- [58] 陈馨雯, 祝敏, 王起梁. 摆线轮齿廓指数修形接触受力和传动精度研究[J]. 机械传动, 2020, 44(4): 32-37.
- [59] 王若宇, 高凤强, 刘瞰东. RV 减速器摆线轮齿廓修形建模与补偿研究[J]. 仪器仪表学报, 2018, 39(3): 81-88.
- [60] 王君, 陈智龙, 程群超, 等. RV 减速器摆线轮齿廓修形润滑性能分析[J]. 机械传动, 2020, 44(1): 109-116.
- [61] 焦文瑞, 孔庆华, 宋德朝, 等. 摆线轮修形齿廓成形磨削技术的研究[J]. 现代制造工程, 2008, (11): 59-61.
- [62] 焦文瑞, 孔庆华, 宋德朝, 等. 成形磨削摆线轮齿廓修形的研究[J]. 中国机械工程, 2009, 20(22): 2676-2679.
- [63] 周静远, 李天兴, 苏建新, 等. 基于最佳逼近原理的摆线轮实际修形量计算[J]. 机械强度, 2023, 45(6): 1504-1508.
- [64] 焦文瑞, 孔庆华, 宋德朝, 等. 摆线轮齿廓修形的优化设计[J]. 机械传动, 2009, 33(01): 41-43+106.
- [65] 张哲衍, 柳丽, 罗利敏, 等. RV 减速器摆线轮组合修形及优化[J]. 宁波大学学报(理工版), 2022, 35(1): 63-67.
- [66] 魏波, 周广武, 杨荣松, 等. RV 减速器摆线轮齿廓修形方法对比研究[J]. 机械设计与研究, 2016, 32(1): 41-44+47.
- [67] 关天民. 摆线针轮行星传动中摆线轮最佳修形量的确定方法[J]. 中国机械工程, 2002, (10): 7-10+3.
- [68] 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.
- [69] 朱梦. RV 减速器的动力学特性研究及优化设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [70] 张红. RV 减速器动力学建模与疲劳优化分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
- [71] 李群超. 基于摆线盘齿廓修形的针摆减速器振动噪声研究[D]. 南京: 南京航空

航天大学, 2019.

- [72] 李红勋, 金晓辉, 叶鹏, 等. 基于有限元法的高重合度摆线内齿轮副时变啮合特性研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(11): 206-219.
- [73] 许辉煌. 工业机器人用 RV 减速器传动精度的研究[D]. 厦门: 厦门大学, 2017.
- [74] 杜雪松, 刘思奇, 李昌斌, 等. 基于误差补偿的 RV 减速器摆线齿廓二次共轭修形方法[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2023, 54(11): 4349-4358.
- [75] 董威, 韩炬, 王志军. RV 减速器摆线针轮传动部分啮合仿真分析[J]. 华北理工大学学报(自然科学版), 2019, 41(3): 111-119.
- [76] 奚鹰, 张攀, 卜王辉, 等. 基于 ADAMS 仿真的机器人用高精度 RV 减速器轮齿间隙研究[J]. 中国工程机械学报, 2015, 13(6): 509-514.
- [77] Wei B, Wang J X, Zhou G W, et al. Mixed lubrication analysis of modified cycloidal gear used in the RV reducer[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2016, 230(2): 121-134.
- [78] 陆龙生, 张飞翔, 万珍平, 等. 基于回差优化的 RV 减速器摆线轮齿廓修形[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2018, 46(9): 1-8.
- [79] Benjamin S, Sandro W. A discrete geometry approach for tolerance analysis of mechanism[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 77: 148-163.
- [80] Huang J, Luo X Y, Wang P F, et al. Multi-objective optimization of a double helical coil heat exchanger using response surface method and genetic algorithm[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2024, 199: 108927.
- [81] 黄康, 徐锐, 陈奇. 小位移旋量和响应面法相结合的齿轮公差分析模型构建方法[J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(9): 77-84+91.
- [82] Nguyen H L, Duy L T. Using the Box–Behnken Response Surface Method to Study Parametric Influence to Improve the Efficiency of Helical Gears[J]. Machines, 2021, 9(11): 264-264.
- [83] Yan W C, Meng X Z, Cui X, et al. Evaporative cooling performance prediction and multi-objective optimization for hollow fiber membrane module using response surface methodology[J]. Applied Energy, 2022, 325: 119855.

攻读硕士学位期间学术成果及参研项目

一、发表学术论文

- [1] **Wang Z H**, Xu R, Pan J B, et al. Effect of multifactor interaction on the accuracy of RV reducers[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2023. (EI)
- [2] 徐锐, **王子辉**, 陈晴晴, 等. 考虑多齿廓偏差的大重合度齿轮动态特性研究[J]. 安徽工程大学学报, 2023, 38(06): 37-46. (通讯作者)

二、专利

- [1] **王子辉**, 徐锐, 潘家保, 等. 一种对生物试样进行荧光分析的紫外灯交互实验台 [p]. 中国: CN202111343497.3, 2021-11-13.
- [2] 徐锐, **王子辉**, 潘家保, 等. 一种便捷可充电式充气装置[p]. 中国: CN202210168124.5, 2022-02-23.

三、参研项目

- [1] 安徽省自然科学基金(2108085ME169)
- [2] 企业横向课题(SHKJ-ZJB-2022-276)
- [3] 直升机传动技术重点实验室基金资助项目(HTL-O-22G01)

致谢

三年的时光犹如白驹过隙，在这段时间里，每天的学习与积累让我的能力得到了不断地锻炼和提高，也让我拥有了更大的勇气去迎接挑战、克服困难，使我获得了更多的机遇，也让我见识了更广阔的舞台。我感谢每一个陪伴在我身边的人，让这段艰辛又充实的科研时光变得绚丽多彩。

首先我要感谢我的导师：潘家保教授和徐锐副教授，你们没有想象中的严厉。学生愚钝，在学习新技能上需要花上较久的时间，但你们在科研学习上还是给了我很大的帮助和鼓励，会特意抽出时间来工位给予我指导，也会耐心地解答我的问题，更是及时地与我交流。我从你们严谨的科研态度中也逐渐培养起对科研的浓厚兴趣，丰富了我解决问题的方法和手段。你们在生活上更是给我很大的支持和关爱，会经常关注学生的动态，关心学生的身心健康，也教会我许多做人做事的道理，帮助我解开人生旅途中遇到的疑惑。你们在这三年的相处时光中对我的无私奉献和细心教导，都铭记在我的心中，你们不仅是我的责任导师，同样也是我的人生导师。也同样感谢校外导师艾和金老师，在专业实践上对我提供的支持和指导。

其次我要感谢我的同门师兄妹，与你们相识让我倍感荣幸，与你们一起参加学术会议、专利比赛和在组会上分享科研知识的场景都让我记忆犹新，你们对我的友好帮助将是我人生中的宝贵财富。也同样感谢我的室友，你们良好的生活作息习惯也让我保持了自律，我们每天一起相约去操场长跑，并相互督促着完成每天的运动量，使我保持了强健的体魄和健康的心态。

最后，我要特别地感谢我的父母，你们给了我一个温暖的家庭，你们也毫无保留地爱护我和教导我，你们的正直与善良也指引着我前进，让我成为一个更优秀的人。我也要感谢我的女朋友一直陪伴在我身边，我会守护好你，一如既往地爱你，与你携手拥抱幸福。

即将前往新的旅途，希望我们能在各自的岗位上继续发光发热，感恩社会，回馈社会。期待与每一个人的再次会面，看到更好的我们在未来相遇。

尚德敏学 唯实惟新

