

高速NW行星传动时变工况振动特性研究与修形设计

裴帮¹ 韩璟颢^{1,2} 黄帅宗¹ 徐流鹏^{1,2} 郭楠^{1,2} 屈阳华³ 师陆冰¹

[1. 郑机所(郑州)传动科技有限公司, 郑州 450001]

[2. 中国机械总院集团郑州机械研究所有限公司, 郑州 450001]

[3. HJJ装备部驻郑州地区军事代表室, 郑州 450005]

摘要:【目的】针对某NW型行星减速箱在高速变载工况下动态激励过大、结构振动突出的问题,开展轮齿微观修形参数的多目标优化研究,以提升高速复杂工况下行星传动系统的噪声、振动、平顺性(Noise, Vibration, and Harshness, NVH)性能。【方法】首先,基于有限元网格缩聚与多体动力学理论,构建了包含柔性箱体、轴承支撑及齿轮非线性啮合特性的减速箱耦合动力学仿真模型;其次,提取时变运行载荷谱中的典型稳态工况节点,通过轮齿接触分析和动态传动误差解算,量化表征了修形前轮齿表面的偏载与动载荷激励特征;再次,引入了线性加权综合适应度函数,应用遗传算法对太阳轮及各级行星轮的螺旋线鼓形量、斜度及齿廓修形参数进行了多元多目标寻优配置,并与蒙特卡洛随机抽样策略的寻优效率进行了对比验证;最后,搭建了变转速阶次分析试验台,对优化前后的减速箱箱体振动加速度进行了对照实测。【结果】研究表明,遗传算法由于具备良好的进化搜索机制,其寻优效果显著优于蒙特卡洛法。在主激励频率(180阶次)对应的典型工况下,经遗传算法优化修形后,一级齿轮副的传动误差降低51.1%,最大接触应力减小12.8%;动力学仿真中系统最大振动加速度由347.26 m/s²骤降至137.98 m/s²,降幅达60.26%;试验测得箱体最大振动加速度由997.4 m/s²降至581.4 m/s²,有效抑制了时变工况下的偏载与异常高频噪声,验证了所提微观修形方案的工程应用价值。

关键词: 减速箱; 齿轮修形; 振动; 传动误差

中图分类号: TH132.425 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.XXXX.XX.001

0 引言

随着航空、能源及汽车等工业领域的快速发展,减速箱正面临着技术升级与多样化应用环境的严峻挑战。在此背景下,振动与噪声控制已不仅仅是性能优化的一个方面,更成为影响减速箱工作可靠性、使用寿命及产品市场竞争力的关键技术指标^[1]。

振动是传动系统能量损耗与结构疲劳的直接体现。过度振动易引发齿轮、轴承等关键部件出现点蚀、磨损乃至断齿等故障,持续的动载荷作用将显著缩短传动系统的服役寿命。因此,减振是确保减速箱在苛刻工况下稳定运行并达到预期设计寿命的重要前提,同时对降低维护成本与运行风险具有关键意义。减速箱对减振性能要求的不断提升,是市场应用高端化、设备运行高效化及人机交互友好化共同驱动的必然结果,减振技术已成为减速箱发展

过程中必须攻克的关键技术之一。在齿轮修形技术研究方面,国内外学者已开展了大量工作。Wang等^[2]建立了4组动态齿轮模型,涵盖了非线性与时变齿轮系统的多种组合。Chen等^[3]提出了一种包含静态传动误差和啮合刚度的齿廓修形模型。Zhou等^[4]研究了修形量和齿轮参数对动态性能的影响,提出了一种基于关键敏感参数的两阶段修形曲线。在行星齿轮传动动力学研究方面,针对NW型行星传动,Mo等^[5]建立了非线性动力学模型,考虑随机风速、时变支撑刚度、轴承间隙、传动误差、齿侧间隙、柔性齿圈、时变啮合刚度及齿面摩擦等多种因素,揭示了系统丰富的非线性行为,并指出通过增加阻尼和选择合适的延时参数可提高系统稳定性。

目前,齿轮修形研究多集中于稳态工况,对时变工况下动态激励与修形参数的耦合机制研究不足,且多局限于理论阶段,缺乏试验验证。对此,本文

收稿日期: 2026-02-01 修回日期: 2026-03-13

基金项目: 河南重点研发专项项目(261111222200)

作者简介: 裴帮,男,1978年生,河南洛阳人,硕士,硕士研究生导师;主要研究方向为齿轮传动; peibang@163.com。

引用格式: 裴帮,韩璟颢,黄帅宗,等.高速NW行星传动时变工况振动特性研究与修形设计[J].机械传动,XXXX,XX(X):1-10.

PEI Bang, HAN Jinghao, HUANG Shuaizong, et al. Vibration characteristics and micro-geometry modification design of high-speed NW planetary transmission under time-varying conditions[J]. Journal of Mechanical Transmission, XXXX, XX(X): 1-10.



免费获取

针对某型NW行星减速箱在高速、变载工况下振动突出的问题,开展齿轮齿形修形优化研究,并进行了试验对照,以初步验证实际工程应用的可行性。

1 减速箱动力学模型构建

1.1 齿轮组基本信息

本文的齿轮传动系统齿轮组具体参数如表1所示。

表1 齿轮副参数

Tab. 1 Basic parameters of the gear pairs

齿轮参数	太阳轮	一级行星轮	二级行星轮	齿圈
法向模数/mm	1.3	1.3	1.3	1.3
齿数	19	32	11	62
压力角/(°)	20	20	20	20
径向变位系数	0.4	-0.4	0.5	-0.5

整个传动系统动力由太阳轮输入,经过行星轮传递到内齿圈,行星架固定,内齿圈输出,图1为其传动简图。

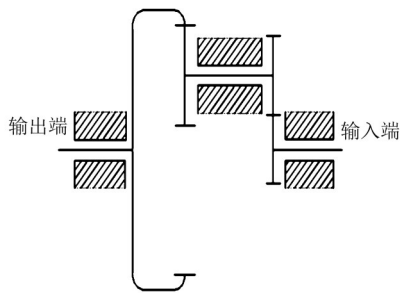


图1 NW行星传动系统简图

Fig. 1 Schematic diagram of NW planetary transmission system

1.2 仿真模型构建

为精确模拟减速箱的动态特性,构建了动力学仿真模型,该模型主要由传动系统、外部支撑系统组成。

1) 在动力学软件中建立传动系统模型,包括各传动轴和齿轮,并依据齿轮详细参数完成齿轮模型的建立与装配。

2) 在模型中引入轴承、花键等关键连接部件,定义功率流及连接关系,在太阳轮输入端施加旋转驱动,在齿圈输出端施加转矩负载。齿轮啮合接触对设置摩擦因数0.05~0.08(考虑润滑条件),轴承通过节点连接箱体。

3) 利用三维建模软件建立支撑结构(如壳体、行星架等)的几何模型,通过前处理软件进行几何清理简化。完成网格划分并赋予材料属性后,箱体底部施加固定约束,模拟实际安装状态,最终导入动力学软件中进行有限元缩聚。通过建立箱体与轴承座的有限元节点连接,形成完整的动力学模型,用于后续仿真分析。

2 修形前参数分析

2.1 修形前试验分析

为验证齿轮修形对减速箱振动性能的实际影响,开展了修形前、后的对比振动测试。图2为其试验原理图。试验旨在通过测量齿轮箱在典型工况下的振动响应,比较修形前、后振动加速度幅值的变化,并基于阶次分析方法评估固定转速下的振动特性改善效果。

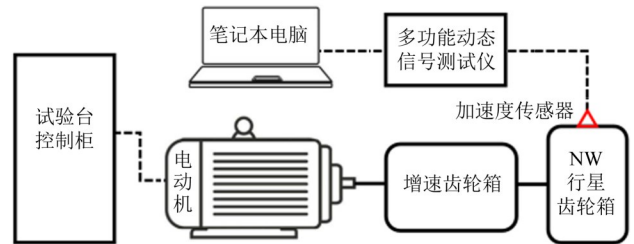


图2 变速变载振动测试试验原理图

Fig. 2 Schematic diagram of vibration testing test

传感器布置如图3所示。所选位置靠近行星架与箱体连接位置,以保证测得最大箱体振动。试验分2个阶段进行:在未进行任何齿轮修形的原始状态下,对减速箱进行振动测试;在完成齿轮微观修形后,在相同测点、相同工况下重复测试。测试过程中,记录减速箱在典型工况下的振动加速度时域信号,并同步采集输出转速与转矩数据,确保2次试验条件一致。

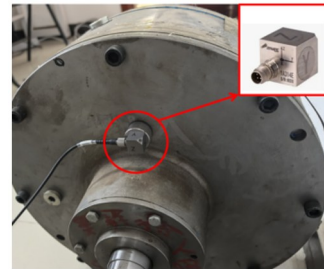


图3 减速箱壳体振动加速度传感器测点布设

Fig. 3 Accelerometer layout and measurement locations on gearbox housing

利用DASP数据分析软件对实测箱体表面振动加速度的时域信号进行高精度解算,为识别减速箱振动激励源,需对振动加速度信号进行频域分析。对于匀速运行的旋转机械,可采用传统频谱分析。本文研究对象为变速的旋转对象,因此,采用针对变速的频域分析方法阶次分析。

将阶次定义为啮合频率与输入轴转频的比值,其计算式为

$$O = \frac{f_m}{f_o} \quad (1)$$

式中, O 为阶次; f_m 为啮合频率; f_o 为输入轴旋转频率。

对传动系统阶次进行计算^[6-7],计算结果如表2所示,用于后续振动阶次分析。

表2 轴与齿轮阶次
Tab. 2 Orders of shafts and gears

类别	齿数	轴阶次	啮合阶次
太阳轮	19	9.285 7	180.36
一级行星轮	32	5.909	180.36
二级行星轮	11	5.63	62
齿圈	62	1	62

对试验获得的振动加速度数据进行阶次分析, 以识别振动激励的来源, 结果如图4所示。由图4可知, 在62、124、180、186阶处存在明显的能量峰值。其中, 180阶处的振动能量最为突出。根据齿轮传动系统的特征频率关系, 62、124、186阶分别对应二级齿轮副的1阶、2阶、3阶啮合频率, 而180阶则对应于一级齿轮副的1阶啮合频率。基于上述分析, 初步判断齿轮啮合过程中的动态激励是引起振动峰值的主要因素。因此, 建议对齿轮进行修形优化, 以降低相应阶次下的振动水平。

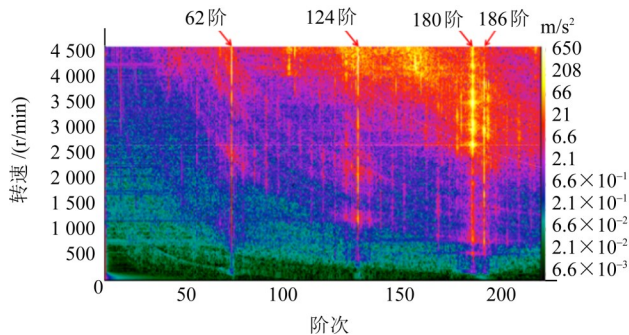


图4 修形前变转速阶次分析彩图

Fig. 4 Color map of variable-speed order analysis before modification

2.2 减速箱工况选取

本文涉及的减速箱具有变速连续, 且变速范围广的特点。鉴于此, 在启动全过程选取9个典型工况节点进行静态动力学反演。试验过程中对减速箱的输出轴转速与转矩负载等外置运行参数进行了高精度同步监测, 稳态响应曲线如图5所示。

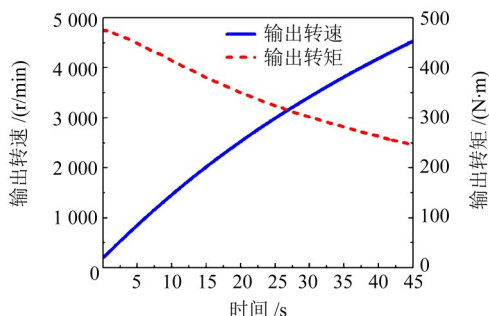


图5 减速箱全生命周期变工况输入载荷谱

Fig. 5 Input load spectrum configuration of the planetary reducer

减速箱实际运行过程为连续时变工况, 为便于分析, 从载荷谱中均匀提取9个典型工况点, 分别进行静态分析, 以此近似表征系统在时变过程中的振

动特性演变趋势及修形前、后的改善效果, 选取情况如表3所示。

表3 减速箱修形载荷谱

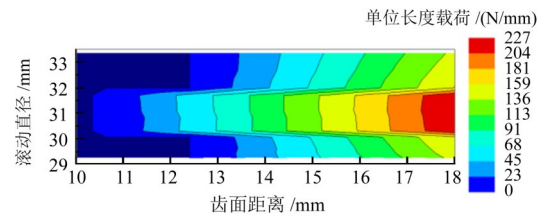
Tab. 3 Load spectrum for gear modification

工况	输出转矩/(N·m)	输出转速/(r/min)
工况1	466.98	895.59
工况2	445.76	1 291.91
工况3	422.69	1 676.47
工况4	398.68	2 044.12
工况5	367.75	2 580.15
工况6	335.29	3 033.09
工况7	286.35	3 726.47
工况8	266.55	4 043.38
工况9	228.50	4 522.06

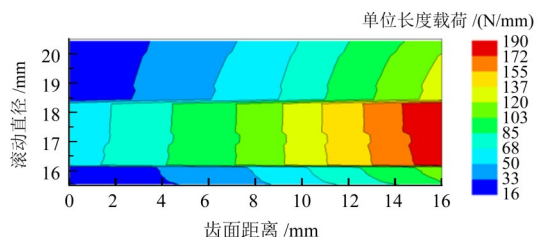
2.3 修形前仿真预分析

通过对齿轮副在不同工况下的齿面啮合特性进行分析, 得到齿轮参数的变化趋势如图6所示。其中, 图6(a)、图6(b)为最大载荷工况, 图6(c)、图6(d)为最小载荷工况。图6中, 纵轴表示滚动直径, 即齿廓点至基圆圆心的距离。在理想均匀接触状态下, 载荷应沿齿宽方向对称分布, 高载区(红色)应位于齿宽中部。若高载区明显偏向齿宽一侧, 则说明存在沿齿宽方向的偏载。结果表明, 偏载问题在整个工况范围内普遍存在。

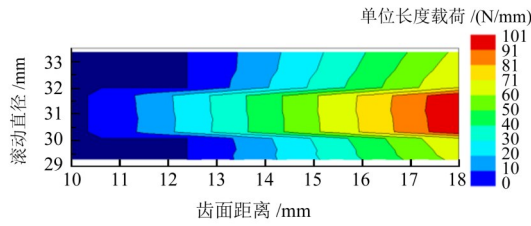
振动加速度如图7所示。由图7可知, 二级齿轮副在工况4下出现最大值(15.7 m/s²), 一级齿轮副在工况7下存在振动加速度幅值为347.26 m/s²。后续将针对工况7进行修形以降低啮频振动。根据仿真结果, 二级齿轮副在系统整体振动激励中所占比例相对较小。因此, 对其齿面进行修形的主要目的在于改善载荷分布、减轻偏载。



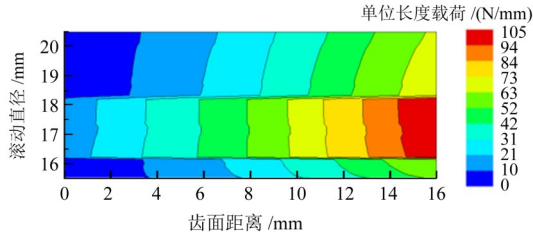
(a) 工况1一级齿轮单位长度法向载荷



(b) 工况1二级齿轮单位长度法向载荷



(c) 工况9一级齿轮单位长度法向载荷



(d) 工况9二级齿轮单位长度法向载荷

图6 不同工况下未修形齿面单位长度法向载荷分布云图

图6 Normal load per unit length distributions under varying operating conditions

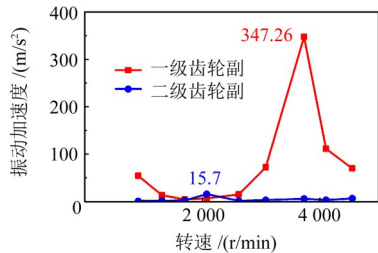
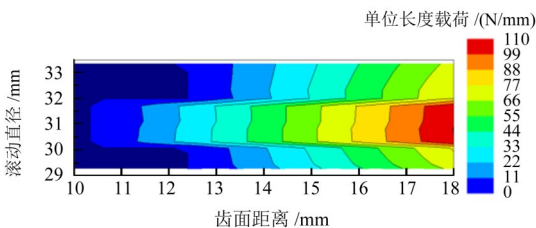


图7 修形前齿轮副在不同运行工况下的振动加速度幅值曲线

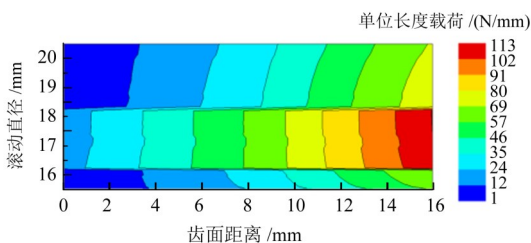
Fig. 7 Vibration acceleration curves under various operating conditions before modification

2.4 齿轮修形前齿面接触结果分析

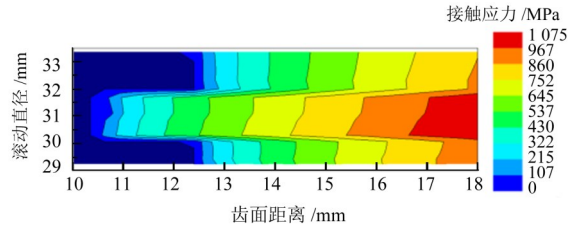
修形前分别对工况7下的一、二级齿轮副进行轮齿接触分析,分析结果如图8所示。在工况7下,一级齿轮副传动误差为 $1.76\ \mu\text{m}$,单位长度法向载荷最大值为 $110\ \text{N/mm}$ [图8(a)],最大接触应力为 $1\ 075\ \text{MPa}$ [图8(c)];二级齿轮副传动误差为 $1.68\ \mu\text{m}$,单位长度法向载荷最大值为 $113\ \text{N/mm}$ [图8(b)],最大接触应力为 $2\ 080\ \text{MPa}$ [图8(d)]。结果表明,齿轮啮合端面存在较为显著的偏载现象。



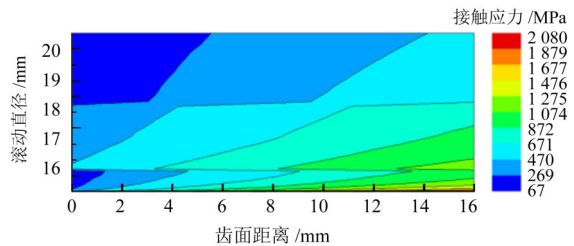
(a) 一级齿轮单位长度法向载荷



(b) 二级齿轮单位长度法向载荷



(c) 一级齿轮最大接触应力



(d) 二级齿轮最大接触应力

图8 工况7下未修形齿面接触载荷与应力场分布云图

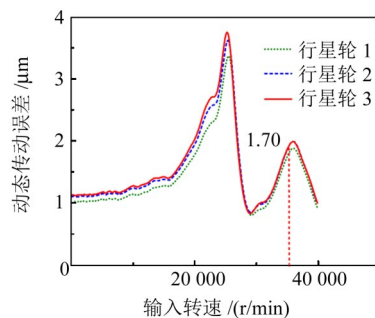
图8 Flank contact load and stress contours under condition 7

before modification

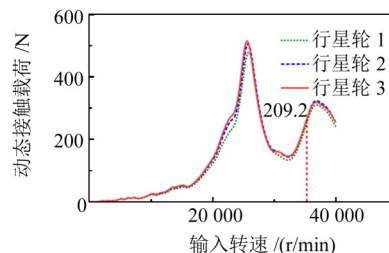
2.5 齿轮修形前NVH结果分析

齿轮传动的动态传动误差、动态接触载荷、振动加速度,是描述齿轮或传动系统振动问题的3个核心且相关的物理量。图9中,动态传动误差、动态接触载荷中的3条曲线分别为3组行星齿轮的啮合状态,可以看到曲线基本一致,因此可取均值分析。在工况7下输入转速为 $35\ 375\ \text{r/min}$,只考虑在该转速下的大小。

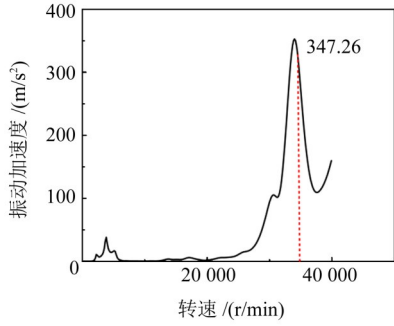
对工况7下齿轮传动的动态传动误差、动态接触载荷进行分析,结果如图9所示。一级齿轮副的动态传动误差为 $1.7\ \mu\text{m}$,动态接触载荷为 $209.2\ \text{N}$ 。进一步分析箱体的振动加速度。在工况7下,存在振动加速度峰值,为 $347.26\ \text{m/s}^2$ 。



(a) 修形前动态传动误差



(b) 修形前动态接触载荷



(c) 修形前振动加速度

图9 工况7下未修形系统多构型动态传动误差与载荷响应曲线

Fig. 9 Dynamic response curves under condition 7 before micro-geometry modification

3 轮齿修形分析

3.1 微观修形理论

齿轮修形是主动对理论齿面进行有意的微小几何修改, 以补偿由受载变形、制造误差及热变形等引起的啮合干涉和载荷不均, 从而优化齿面接触状态、降低传动误差与动态激励。

本文研究对象为标准渐开线齿轮, 渐开线齿轮修形主要包括螺旋线修形和齿廓修形^[8], 目的是补偿负载下的变形、降低传动误差、减少振动、噪声。修形的核心是补偿齿轮在负载下的弹性变形。通过理论计算预测变形量, 从而设定修形范围。

使用梁模型简化齿部, 最大弯曲变形 δ_b 的计算式为

$$\begin{cases} \delta_b = \frac{F_t L^2}{3EI} \\ F_t = T/r \\ I = Lh^3/12 \end{cases} \quad (2)$$

式中, F_t 为切向力, N; L 为齿宽方向的有效长度, m; E 为弹性模量, N/m²; I 为齿部惯性矩, m⁴; T 为转矩, N·m; r 为分度圆半径, m; h 为齿高, m。

基于赫兹接触理论, 最大接触变形 δ_c 的计算式为

$$\delta_c = \frac{2F_t}{\pi L} \frac{1-\nu^2}{E} \ln\left(\frac{4r_1 r_2}{b^2}\right) \quad (3)$$

式中, ν 为材料的泊松比; r_1 、 r_2 分别为齿轮1、2在其啮合点处齿廓的曲率半径, m; b 为接触半宽, m。

综合弯曲和接触变形, 总变形 $\delta_t = \delta_c + \delta_b$ 。修形量 C 应覆盖 δ_t 的1.0~1.5倍, 以确保补偿效果并留有裕量。根据行业经验, 渐开线鼓形量 C 的简化公式为

$$C = km\sqrt{L} \quad (4)$$

式中, k 为经验系数, $0.01 \leq k \leq 0.05$, 具体取值取决于负载和速度; m 为齿轮模数。

图10为齿廓修形示意图。螺旋线修形参数主要有螺旋线鼓形量、螺旋线斜度等。螺旋线鼓形量是指沿齿宽方向的鼓形量, 即沿齿宽方向按照一定的

曲线去除微量的材料, 同样也会减小啮合点处的变形量。根据国际标准ISO 6336—1:2019, 螺旋线鼓形量的计算式^[9]为

$$C_e = \begin{cases} \sqrt{\frac{2F_m F_{\beta\gamma}}{C_b}}, & b_{cal}/b \leq 1 \\ 0.5F_{\beta\gamma} + \frac{F_m}{C_b}, & b_{cal}/b > 1 \end{cases} \quad (5)$$

式中, F_m 为圆周力, N; $F_{\beta\gamma}$ 为啮合螺旋线误差, mm; C_b 为啮合刚度, N/mm; b_{cal} 为有效接触齿宽, m。

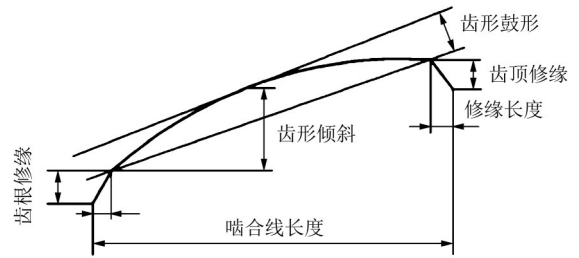


图10 渐开线齿轮齿廓微观修形区域划分及特征参数定义示意图

Fig. 10 Schematic configuration and parameters definition of gear profile modification

螺旋线斜度是指沿着齿宽方向去除材料, 其目的是补偿齿轮实际啮合过程中螺旋角的变化。螺旋线斜度 C_h 的计算式为

$$C_h = F_{\beta\gamma} - \frac{F_m}{C_b} \quad (6)$$

考虑到热变形等因素, 鼓形量起始值必须大于0。使用修形量计算式对响应较大的工况点进行修形范围计算, 并考虑实际修形量的公差范围, 给出参考修形参数如表4所示。表4中的斜度为取绝对值后的值。

表4 齿轮副初步修形参数

Tab. 4 Preliminary modification parameters of gear pairs

单位: μm

修形参数	太阳轮	一级行星轮	二级行星轮
螺旋线鼓形量	1~8	1~8	2~10
螺旋线斜度	2~10	2~10	3~10
渐开线鼓形量	1~5	1~5	2~5

3.2 多目标优化修形方法选择

目前, 用于齿轮修形参数优化的方法中, 遗传算法是典型的进化优化算法, 而蒙特卡洛法作为一种基于随机抽样的统计模拟方法, 也可用于参数空间的初步探索。对这2种参数寻优策略进行对比, 以选择更适合的优化方法进行后续分析。

3.2.1 基于遗传算法的轮齿修形

遗传算法的本质是智能进化, 模拟生物进化过程, 通过编码、选择、交叉、变异等操作, 在高精度仿真模型的指导下, 自动搜索最优的修形参数组合。该技术有助于将齿轮设计从经验导向转变为精准的科学设计, 从而助力工程师开发出更安静、更

可靠、更紧凑且寿命更长的齿轮传动系统。遗传算法的具体流程如图 11 所示。

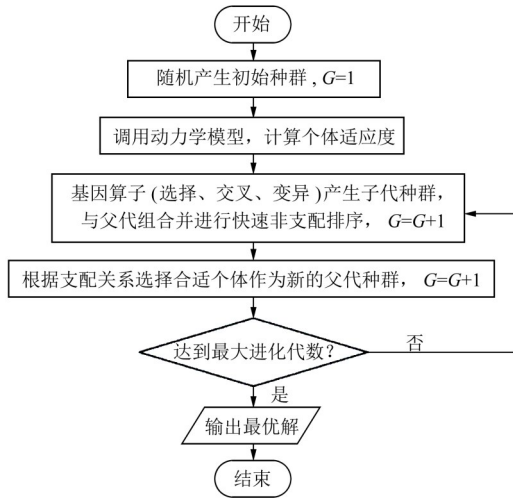


图 11 基于综合适应度函数的微观修形参数遗传算法寻优流程图
Fig. 11 Optimization flowchart of micro-geometry modification based on genetic algorithm

首先, 在工况 7 下对减速箱一级啮合齿轮进行微观修形优化。采用遗传算法, 设定种群规模 $N = 30$, 进化代数 $G = 16$, 采用较高的交叉概率 ($P_c = 0.5$) 以增强算法的全局搜索能力, 充分探索不同修形参数组合间的可行区域, 设置变异概率 $P_m = 0.2$, 在保证算法稳定收敛的同时, 维持种群的多样性, 避免陷入局部最优解。

选取太阳轮、一级行星轮、二级行星轮的螺旋线鼓形量、螺旋线斜度、渐开线鼓形量、渐开线斜度共 12 个参数作为设计变量, 记为

$$\mathbf{X} = [x^1, x^2, \dots, x^{12}]^T \quad (7)$$

各变量的取值范围根据第 3.1 节的理论计算及制造公差确定。鉴于加工难度, 不建议对齿圈进行修形。为同时降低传动误差、改善载荷分布、减小齿面载荷, 选取以下 3 个性能指标作为子目标^[10]:

- 1) 端面传动误差峰峰值 $f_1(x)$;
- 2) 单位长度法向载荷最大值 $f_2(x)$;
- 3) 正常化最大载荷偏置距 $f_3(x)$ 。

由于 3 个子目标的量纲和数量级不同, 采用线性加权和法构造综合适应度函数, 即

$$F(x) = \sum_{i=1}^3 w_i \frac{f_i(x)}{f_i} \quad (8)$$

式中, w_i 为权重系数, 满足 $w_1 + w_2 + w_3 = 1$; f_i 为修形前的基准值。

结合齿轮系统动力学特性与工程实践, 确定权重分配如表 5 所示。传动误差是齿轮系统最主要的动态激励源, 直接决定振动与噪声水平。因此, 将其作为首要优化目标。由经验公式可得, 齿面最大接触应力设置目标应为未修形时最大接触应力的一半,

其权重系数应为目标单位长度载荷的倒数; 最大载荷偏置距的目的是消除齿轮偏载, 通过系统性的多轮优化试验确定权重。

表 5 优化目标及权重分配

优化目标	权重	优化方向	目的
最大载荷偏置距	0.1	最小化	消除偏载
端面 TE 峰峰值	0.898 1	最小化	降低传动误差
最大接触应力	0.001 9	530 MPa	减小载荷

遗传算法计算过程中各候选方案的名义得分如图 12 所示, 得分越高表示方案性能越差。遗传算法寻优结果如表 6 所示。

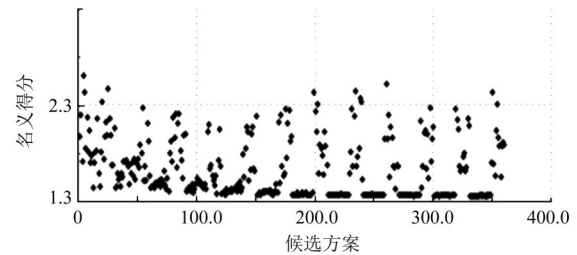


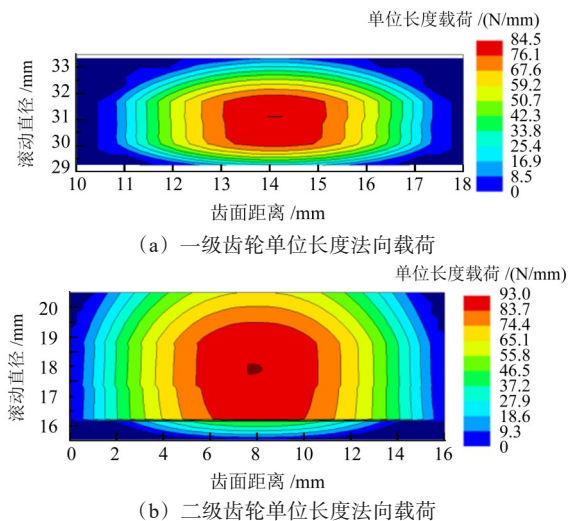
图 12 遗传算法计算结果

Fig. 12 Optimization process of the genetic algorithm

表 6 遗传算法优化修形参数

修形参数	太阳轮	一级行星轮	二级行星轮
螺旋线鼓形量	1.23	3.11	3.23
螺旋线斜度	-7.56	-2.01	-5.28
渐开线鼓形量	3.08	2.68	3.00
渐开线斜度	-4.43	-4.03	4.73

基于遗传算法得到的最优修形参数, 对齿轮进行修形设计。对修形后齿轮进行轮齿接触分析, 仿真结果如图 13 所示。在工况 7 下, 一级齿轮传动误差为 $0.86 \mu\text{m}$, 单位长度法向载荷最大值为 84.5 N/mm , 最大接触应力为 937 MPa ; 二级齿轮传动误差为 $2.12 \mu\text{m}$, 单位长度法向载荷最大值 93 N/mm , 最大接触应力为 1063 MPa 。



(a) 一级齿轮单位长度法向载荷

(b) 二级齿轮单位长度法向载荷

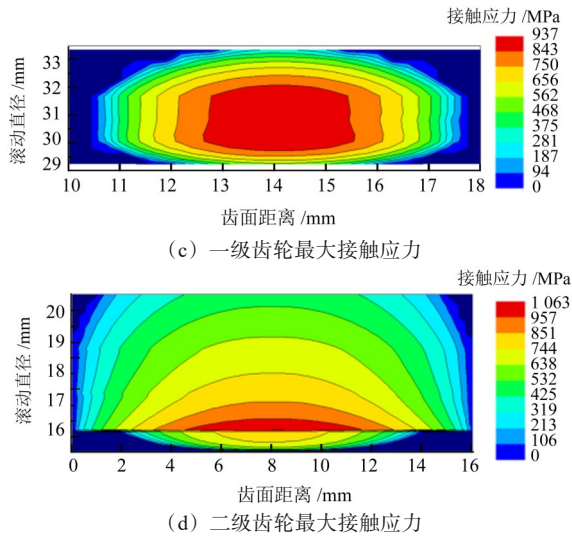


图 13 工况 7 下遗传算法优化修形后的齿面接触载荷与应力云图
Fig. 13 Flank contact load and stress contours under condition 7 after GA optimization

3.2.2 基于蒙特卡洛法的轮齿修形

蒙特卡洛法的本质是统计模拟法, 通过大量随机抽样, 模拟输入参数的随机波动, 统计输出结果的概率分布。将其应用于修形参数优化时, 通过大量随机抽样来统计不同参数组合下的性能分布, 并从中选取最优方案。其具体分析步骤如下:

- 1) 确定修形参数的概率分布参数进而得到概率分布, 利用表 4 所示的修形参数确定初始范围;
- 2) 在该概率分布的情况下, 对修形参数进行重复抽样, 每次得到不同的修形参数组合, 重复次数为设置的入口规模数, 入口规模选择保持和遗传算法种群规模一致;
- 3) 对所有修形结果进行评分, 评分越高效果越差, 选择评分最低的结果进行分析验证。

确保 2 种优化算法优化目标、设计变量、种群规模完全相同。计算结果如图 14 所示, 具体修形量如表 7 所示。

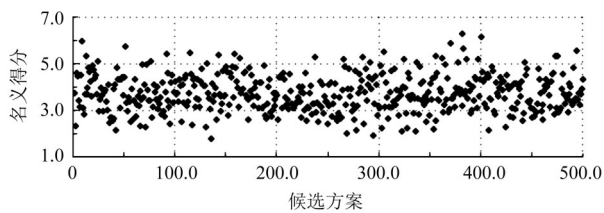


图 14 蒙特卡洛法计算结果
Fig. 14 Monte Carlo calculation results
表 7 蒙特卡洛法优化修形参数

Tab. 7 Monte Carlo method optimization of modification parameters
单位: μm

修形参数	太阳轮	一级行星轮	二级行星轮
螺旋线鼓形量	2.17	4.98	3.60
螺旋线斜度	4.55	-5.35	-5.28
渐开线鼓形量	2.86	2.87	4.29
渐开线斜度	-1.47	-0.90	3.73

对修形后齿轮进行轮齿接触分析, 仿真结果如图 15 所示。在工况 7 下, 一级齿轮传动误差为 $0.89 \mu\text{m}$, 单位长度法向载荷最大值为 98.2 N/mm , 最大接触应力为 $1\ 015 \text{ MPa}$; 二级齿轮传动误差为 $2.21 \mu\text{m}$, 单位长度法向载荷最大值 95.7 N/mm , 最大接触应力为 $1\ 143 \text{ MPa}$ 。

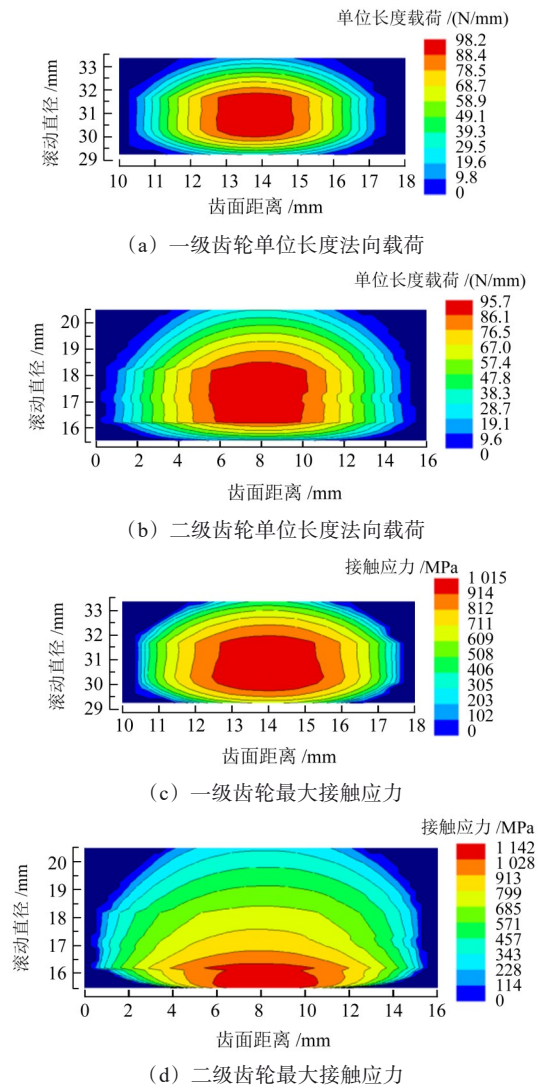


图 15 工况 7 下经蒙特卡洛抽样修形后的齿面接触载荷与应力云图
Fig. 15 Flank contact load and stress contours under condition 7 after Monte Carlo sweeps

3.2.3 齿轮修形结果对比

对 2 种优化算法的结果进行对比, 如表 8 所示。由表 8 可知, 基于遗传算法所得结果的优化效果更优。遗传算法通过“选择、交叉、变异”的进化机制, 能够有效跳出局部最优, 有更高的概率搜索到接近全局最优的解。相比之下, 蒙特卡洛法主要依赖随机抽样, 可能重复评估大量非优方案, 寻优效率相对较低。因此, 选用遗传算法的优化结果进行后续修形。

为避免偶然性结果, 对遗传算法结果进行 2 次重复计算, 所得结果分别如表 9、表 10 所示。3 组修形

量数据相差在 10% 以内, 轮齿分析结果相差在 5% 以内, 证明修形数据可靠。

表 8 不同优化算法齿面接触对比

Tab. 8 Comparison of tooth contact under different optimization algorithms

观察指标	遗传算法	蒙特卡洛法
一级传动误差/ μm	0.86	0.89
二级传动误差/ μm	2.12	2.21
一级单位长度法向载荷/(N/mm)	84.5	98.2
二级单位长度法向载荷/(N/mm)	93.0	95.7
一级最大接触应力/MPa	937	1 015
二级最大接触应力/MPa	1 063	1 142

表 9 第 2 次计算结果修形参数

Tab. 9 Modification parameter table of the second calculation result
单位: μm

修形参数	太阳轮	一级行星轮	二级行星轮
螺旋线鼓形量	1.31	3.31	3.42
螺旋线斜度	-7.26	-2.25	-4.99
渐开线鼓形量	2.88	2.33	3.34
渐开线斜度	-4.23	-3.91	4.33

表 10 第 3 次计算结果修形参数

Tab. 10 Modification parameter table of the three calculation result
单位: μm

修形参数	太阳轮	一级行星轮	二级行星轮
螺旋线鼓形量	1.21	3.16	3.31
螺旋线斜度	-7.43	-2.39	-5.07
渐开线鼓形量	2.92	2.38	3.15
渐开线斜度	-4.31	-3.97	4.46

进一步地, 利用动力学软件分别在工况 7 下对一、二级齿轮副进行轮齿啮合分析与传动误差计算, 对比修形前后的振动加速度幅值, 以验证修形方案的可行性。修形前后齿面接触结果对比如表 11 所示。结果表明, 修形后齿面偏载现象得到明显改善^[11-13]。

表 11 修形前后齿面接触对比

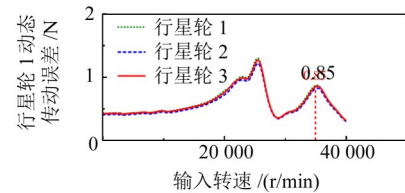
Tab. 11 Comparison of performance indicators before and after modification

观察指标	无修形/ μm	修形后/ μm	对比降低/%
一级传动误差	1.76	0.86	51.1
二级传动误差	1.68	2.20	-26.2
观察指标	无修形/(N/mm)	修形后/(N/mm)	对比降低/%
一级单位长度法向载荷	110	84.5	23.2
二级单位长度法向载荷	113	93.0	17.7
观察指标	无修形/MPa	修形后/MPa	对比降低/%
一级最大接触应力	1 075	937	12.8
二级最大接触应力	2 080	1 063	48.9

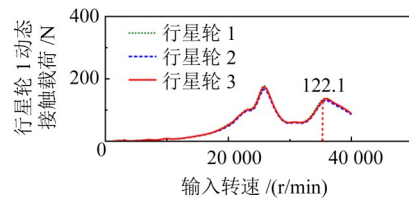
3.3 齿轮修形后 NVH 结果分析

修形后, 工况 7 下齿轮传动的动态传动误差与动态接触载荷分别如图 16(a)、图 16(b) 所示。在工

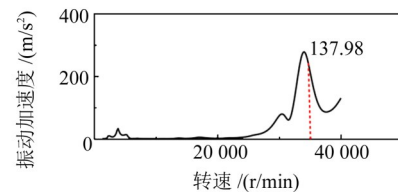
况 7 下, 一级齿轮传动 1 阶谐波激励的动态传动误差为 $0.85 \mu\text{m}$, 对比修形前的 $1.7 \mu\text{m}$ 降低 50%; 动态接触载荷为 122.1 N , 对比修形前 209.2 N 降低 41.6%; 1 阶谐波激励的振动加速度峰值由修形前的 347.26 m/s^2 降低至 137.98 m/s^2 , 下降 60.26%。



(a) 1 阶谐波激励动态传动误差



(b) 1 阶谐波激励动态接触载荷



(c) 修形后加速度响应

图 16 工况 7 下优化系统多构型动态传动误差与载荷响应曲线

Fig. 16 Dynamic response curves under condition 7 after micro-geometry modification

图 17 所示为修形后齿轮在各个工况下的振动加速度对比。能明显看出修形后各个工况下减速箱的振动均有不同程度减弱, 最大振动加速度明显减弱, 说明修形使减速箱整个运行工况振动均有所降低, 修形取得较为理想的效果。

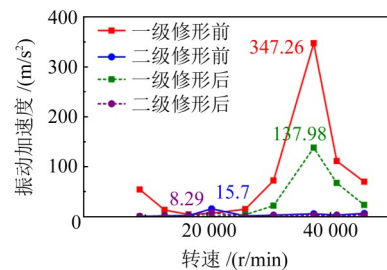


图 17 不同运行工况下齿轮副修形前后的谐波激励振动加速度对比

Fig. 17 Comparison of harmonic-excited vibration accelerations before and after modification under various conditions

NVH 对比结果汇总如表 12 所示。由表 12 可知, 该修形方案对传动系统的最大振动加速度幅值改善效果显著^[14], 同时有效修正了齿轮偏载现象, 满足修形设计预期要求。

3.4 减速箱修形前后试验对比

图 18 所示的输出转速实时监测曲线表明, 系统在达到峰值转速点时存在最大波动, 其相对波动率

被控制在3%以内,有效验证了试验测量与控制的精确性。

表12 修形前后分析结果对比

Tab. 12 Comparison of performance indicators before and after modification

观察指标	无修形/ μm	修形后/ μm	对比降低/%
一级动态传动误差	1.7	0.85	50.0
观察指标	无修形/N	修形后/N	对比降低/%
一级动态接触载荷	209.2	122.1	41.6
观察指标	无修形/ (m/s^2)	修形后/ (m/s^2)	对比降低/%
一级振动加速度	347.26	137.98	60.26

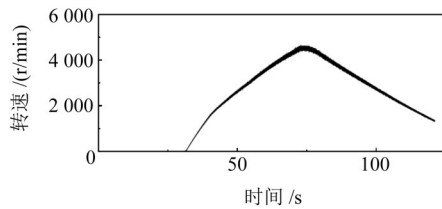


图18 转速监测曲线

Fig. 18 Rotational speed monitoring curve

对修形前后试验的原始数据进行阶次分析,图19、图20分别为提取的太阳轮与一级行星轮啮合阶次(180阶)切片图。

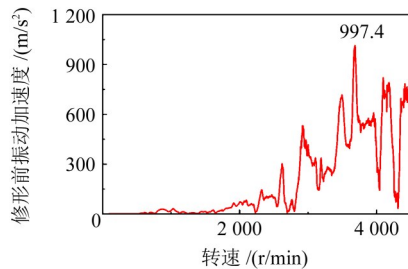


图19 修形前主啮合阶次(180阶)振动加速度实测阶次切片跟踪曲线

Fig. 19 Measured vibration acceleration slice of the 180th order before modification

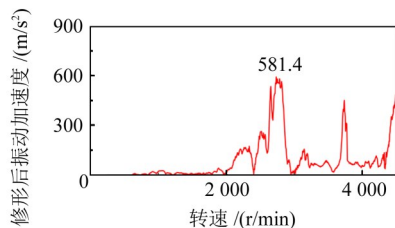


图20 修形后主啮合阶次(180阶)振动加速度实测阶次切片跟踪曲线

Fig. 20 Measured vibration acceleration slice of the 180th order after modification

对比修形前、后振动加速度阶次切片图可以明显看到,修形后振动加速度幅值有明显降低。修形前振动加速度最大为 997.4 m/s^2 ,修形后最大振动加速度为 581.4 m/s^2 ,最大振动加速度降低41.7%。结果表明,修形对减速箱的振动有较好的改善。

动力学仿真中振动加速度峰值由 347.26 m/s^2 降至 137.98 m/s^2 ,降低60.26%。试验测得振动加速度由 997.4 m/s^2 降低至 581.4 m/s^2 ,降低41.7%。试验

结果与仿真趋势一致,均表明振动加速度显著降低,验证了所提优化方法的有效性。两者数据有一定差距,可能源于实际试验中的装配误差、测量误差等因素,这些因素在仿真中难以完全模拟与量化。此为不足之处,未来将在后续工作中进一步深入探究,以提高仿真与试验的一致性。

4 结论

针对某型减速箱在高速变载工况下振动突出的问题,系统开展了基于齿轮微观修形的振动优化研究。通过建立动力学仿真模型,深入分析了齿轮副的传动误差、动态接触载荷、振动响应特性。在此基础上,引入遗传算法对齿轮副的螺旋线与齿廓修形参数进行多目标优化,有效平衡了传动误差、接触应力与载荷分布的矛盾,实现了修形参数的精准化设计。得到以下主要结论:

1) 修形后,一级齿轮副的传动误差降低51.1%,单位长度法向载荷下降23.2%,最大接触应力减小12.8%;二级齿轮副的传递误差提高26.2%,在能够接受的范围内,单位长度法向载荷下降17.7%;最大接触应力减小48.9%。

2) 动力学仿真中系统最大振动加速度由修形前的 347.26 m/s^2 降至 137.98 m/s^2 ,降幅达60.26%。

3) 试验测试中,修形前后减速箱最大振动加速度由 997.4 m/s^2 降低至 581.4 m/s^2 ,降低41.7%。

通过从实际时变载荷谱中提取典型稳态工况点进行分段分析,以近似评估系统在变速变载过程中的振动特性。所提方法为时变工况下的齿轮修形振动研究提供了一种可参考的分析思路。

参 考 文 献

- [1] 孔瑞杰,孙月海,王明阳. 线接触弧齿锥齿轮传动的温度场与热变形研究[J]. 机械传动,2025,49(5):1-9.
Kong Ruijie, Sun Yuehai, Wang Mingyang. Study on temperature field and thermal deformation of the line contact spiral bevel gear transmission [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2025, 49 (5):1-9.
- [2] Wang J J, Li A R, Peng X H. Survey of nonlinear vibration of gear transmission systems [J]. Applied Mechanics Reviews, 2003, 56 (3):309-329.
- [3] Chen Z Y, Ji P F. Research on the variation of mesh stiffness and transmission error for spur gear with tooth profile modification and wear fault [J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 122: 105184.
- [4] Zhou D, Guo Y L, Yang J, et al. Study on the parameter influences of gear tooth profile modification and transmission error analysis [J]. Machines, 2024, 12(5):316.
- [5] Mo S, Liu Y H, Huang X, et al. Nonlinear vibration and superharmonic resonance analysis of wind power planetary gear system [J]. Nonlinear Dynamics, 2024, 112(6):4085-4115.

- [6] 张文臣,任国全,周景涛. 基于阶次分析方法的齿轮箱齿轮故障诊断研究[J]. 机械工程学院学报,2013,25(6):54-56.
Zhang Wenchen, Ren Guoquan, Zhou Jingtao. Gear fault diagnosis of gearbox based on order analysis[J]. Journal of Ordnance Engineering College,2013,25(6):54-56.
- [7] 郝英博,刘立东. 基于Romax的轻卡电驱动桥NVH分析优化[J]. 机械传动,2024,48(10):113-119.
Hao Yingbo, Liu Lidong. NVH analysis and optimization of light truck electric drive axles based on Romax[J]. Journal of Mechanical Transmission,2024,48(10):113-119.
- [8] 张福龙,葛兵,张珏成,等. 齿面微观修形技术在齿轮降噪中的应用[J]. 机械强度,2013,35(4):513-517.
Zhang Fulong, Ge Bing, Zhang Juecheng, et al. Application of tooth profile micro-modification technology to noise reduction of gears[J]. Journal of Mechanical Strength,2013,35(4):513-517.
- [9] ISO 6336—1:2019 Calculation of load capacity of spur and helical gears-part 1: basic principles, introduction and general influence factors[S].
- [10] 雷刚,王虎银,刘子谦,等. 基于遗传算法齿轮微观修形优化研究[J]. 机械传动,2022,46(3):100-107.
Lei Gang, Wang Huyin, Liu Ziqian, et al. Research on optimization of gear micro-modification based genetic algorithm[J]. Journal of Mechanical Transmission,2022,46(3):100-107.
- [11] 刘伟华. 基于Romax的人字齿高速齿轮箱修形设计与研究[J]. 工程机械,2024,55(1):39-51.
Liu Weihua. Design and research on modification of high-speed gearbox with herringbone gears based on Romax[J]. Construction Machinery and Equipment,2024,55(1):39-51.
- [12] 张福来,张迎辉,何卫东,等. 基于Romax的机车传动系统动力学分析[J]. 机械传动,2017,41(4):128-132.
Zhang Fulai, Zhang Yinghui, He Weidong, et al. Dynamics analysis of locomotive transmission system based on Romax[J]. Journal of Mechanical Transmission,2017,41(4):128-132.
- [13] 张芳萍,张帆,高毅,等. 基于Romax的新能源汽车减速器齿轮修形研究[J]. 计算机仿真,2024,41(4):151-155.
Zhang Fangping, Zhang Fan, Gao Yi, et al. Research on gear modification of new energy vehicle decelerator based on Romax[J]. Computer Simulation,2024,41(4):151-155.
- [14] 范孝良,石鹏飞,刘建民. 风电齿轮箱微观修形对振动与声振粗糙度性能的影响[J]. 中国工程机械学报,2019,17(1):43-48.
Fan Xiaoliang, Shi Pengfei, Liu Jianmin. Influence of micro modification on noise, vibration, harshness performance of wind turbine gearbox[J]. Chinese Journal of Construction Machinery,2019,17(1):43-48.

Vibration characteristics and micro-geometry modification design of high-speed NW planetary transmission under time-varying conditions

PEI Bang¹ HAN Jinghao^{1,2} HUANG Shuaizong¹ XU Liupeng^{1,2} GUO Nan^{1,2} QU Yanghua³ SHI Lubing¹
(1. ZRIME Gearing Technology Co., Ltd., Zhengzhou 450001, China)
(2. China Academy of Machinery Zhengzhou Research Institute of Mechanical Engineering Co., Ltd., Zhengzhou 450001, China)
(3. Military Representative Office of HJJ Equipment Department in Zhengzhou Area, Zhengzhou 450005, China)

Abstract: [Objective] To address the prominent dynamic excitation and severe structural vibration issues of an NW-type planetary gearbox under high-speed and varying load conditions, a multi-objective micro-geometry tooth modification optimization methodology was investigated. [Methods] Firstly, a coupled system dynamic model incorporating a flexible housing, bearing stiffness, and non-linear gear meshing features was formulated using finite element sub-structuring techniques. Secondly, based on the extracted operational load profiles, multi-node steady-state contact characteristics and dynamic transmission errors (DTEs) were resolved via tooth contact analysis (TCA) to identify the baseline misalignments. Thirdly, parametric optimization swings utilizing a linear-weighted comprehensive fitness function were executed via a genetic algorithm (GA) to determine the optimized combination of helix crown, helix slope, and profile modification variables across the sun and planetary gears, the search efficiency of which was comparatively verified against the Monte Carlo random sampling strategy. Finally, test verifications were subsequently conducted on a variable-speed order analysis drivetrain platform to record the chassis vibration accelerations before and after micro-geometry implementation. [Results] Parameter sweeps indicate that the evolutionary GA scheme exhibits superior convergence stability and searching accuracy over the statistical Monte Carlo routine. Under the dominant 180th meshing order frequency, implementing the GA-optimized modifications trims the DTE of the first-stage gear pair by 51.1% and minimizes the peak contact stress by 12.8%. Dynamic simulations demonstrate that the peak vibration acceleration of the housing drops from 347.26 m/s² to 137.98 m/s², yielding a 60.26% reduction. Laboratory order tracking matching the numerical trajectories confirms that the maximum measured vibration acceleration drops from 997.4 m/s² to 581.4 m/s², which successfully suppresses tooth flank corner contact and substantiates the outstanding engineering applicability for noise, vibration, and harshness (NVH) mitigation.

Key words: Reducer; Gear modification; Vibration; Transmission error

(编辑: 李立)