

旋转对称重数对齿轮拓扑优化的影响

刘治华 董瑞 李豪

(郑州大学 机械与动力工程学院, 郑州 450001)

摘要:【目的】齿轮进行圆周旋转运动,其轮体的拓扑优化设计需考虑旋转对称性,不同的旋转对称重数可能会影响齿轮轮体拓扑优化设计的结果。但是,目前对于设置何种旋转对称重数能够使齿轮轮体拓扑优化结果最优尚未定论。为此,分析了旋转对称重数对齿轮拓扑优化设计结果的影响。【方法】以某减速器输出轴齿轮为研究对象,使用有限元仿真软件Abaqus对未经拓扑优化设计的齿轮进行受力分析和模态分析,分别得到齿轮啮合时的应力状态和固有振动特性;利用变密度法对齿轮进行了拓扑优化设计,对拓扑优化后的齿轮进行受力分析和模态分析,并系统分析了旋转对称重数对齿轮拓扑优化结果的影响。【结果】有限元仿真结果表明,旋转对称重数会影响齿轮拓扑优化区域的分布,对拓扑优化的体积减小分数影响较小;具有不同旋转对称重数的齿轮在啮合受力时均未发生屈服。模态分析结果表明,其固有振动特性变化较大;当旋转对称重数为6时,拓扑优化后的齿轮不仅在啮合受力时不会发生屈服,而且其固有振动频率与啮合频率差异最大,可有效避免齿轮啮合时发生共振。

关键词: 齿轮; 拓扑优化; 旋转对称重数; 模态分析

中图分类号: TH132 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.008

0 引言

齿轮作为最常用的机械传动零部件,具有传动比精确、传递功率大、承载能力强等优点,被广泛应用于各种机械装备中^[1]。随着制造技术的不断发展和对服役环境要求的提高,人们对获得稳定性好且质量轻的齿轮等机械零部件提出更高的要求。因此,在保证齿轮结构强度和可靠性的前提下,减小齿轮的质量成为目前齿轮设计制造的一个重要任务。

随着制造技术和计算机技术的不断进步,结构优化设计的精度和效率明显提高,拓扑优化已成为对机械零部件进行轻量化设计的常用手段。拓扑优化是一种从无到有的设计方法,其根据给定的负载情况、约束条件、目标函数及相关参数,将结构最优问题转化为给定区域内的材料最优分布问题,从而达到轻量化设计的目的^[2-3]。由于拓扑优化中的设计参数变量较多,因此其具有更广阔的设计空间、更强的灵活性和更高的经济效益,被认为是结构优化设计中最为常用和最具前景的一种设计方法^[4-7]。

目前,拓扑优化在众多机械零部件的轻量化设计过程中被广泛采用,其中关于齿轮拓扑优化方面的相关研究也日益增多。刘小刚等^[8]基于固体各向同性材料惩罚(Solid Isotropic Material with Penalization, SIMP)模型插值的变密度法,对某型发动机风扇盘进行了结构拓扑优化,结果表明,采用该方法能在满足强度和刚度要求的前提下,使压气机质量减轻。黄崇文等^[9]采用控制变量法对不同方案进行分析比较,进而确定轻量化设计的方案,为齿轮轻量化设计提供了参考。黄观明等^[10]基于SIMP插值模型的拓扑优化方法,对某航炮弹箱的传动齿轮进行了拓扑优化,优化后的齿轮结构质量和最大变形均变小,实现了齿轮结构的轻量化设计。王雁东等^[11]针对航空齿轮轻量化设计问题,创新性地提出基于模态分析的拓扑优化方法,经轻量化设计后齿轮质量大大减小,强度和传动性能均达到要求。苏成龙等^[12]对齿轮进行了柔性化和动力学仿真,将柔性耦合的最大输出转矩作为拓扑优化的边界条件,研究发现,经柔性化后得到的数据更为准确。YANG等^[13]基于模

收稿日期: 2024-11-05

基金项目: 郑州大学求是科研启动基金项目(32212492)

作者简介: 刘治华,男,1971年生,河北石家庄人,博士,副教授;主要研究方向为抗疲劳制造技术;liuzhuhua@zzu.edu.cn。

李豪(通信作者),男,1991年生,新疆伊宁人,博士,讲师;主要研究方向为轻量化设计、抗疲劳设计;zdjxh@zzu.edu.cn。

引用格式: 刘治华,董瑞,李豪. 旋转对称重数对齿轮拓扑优化的影响[J]. 机械传动,2026,50(3):61-69.

LIU Zhihua, DONG Rui, LI Hao. Effect of rotational symmetry order on topology optimization of gears [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 61-69.



免费获取

态谱响应和最大结构阻尼的多参数优化方法,对齿轮轮体进行了结构设计,结果表明,该优化方法改善了齿轮的阻尼特性。石莹等^[14]采用Matlab遗传算法与Ansys联合优化方法,以结构柔度为目标函数,对齿轮轮辐进行拓扑优化,使结构柔度最小,优化后的齿轮满足结构强度要求。以上结果表明,大部分研究不仅对拓扑优化设计后的齿轮进行了受力分析,以保证齿轮具有足够的强度和刚度;还对其进行了模态分析,进而研究其固有振动特性,因为齿轮在啮合时可能发生共振。

由于齿轮是依靠轮齿相互啮合来传递运动和动力的机械零部件,同时,大部分齿轮(尤其是齿轮轮齿)的设计需要遵守相关设计标准,因此,一般不会进行对齿轮轮齿进行拓扑优化设计。目前,大部分齿轮的拓扑优化设计区域是齿轮的轮体。

在不考虑齿轮轮齿的情况下,齿轮轮体具有围绕齿轮轴的圆对称性(齿轮轮体绕齿轮轴旋转任意角度后还与原来的形状重合)。同时,由于齿轮需要进行圆周旋转运动,其轮体的拓扑优化设计需要考虑旋转对称性,以保证齿轮能够正常平稳地运转。其中,最直观的设计需求为齿轮孔的设计需要保证齿轮具有旋转对称性。不同的齿轮孔数具有不同的旋转对称重数,如图1所示。

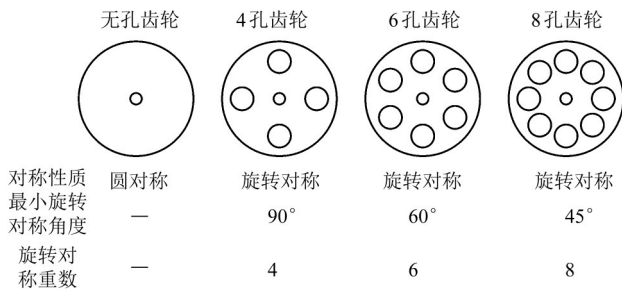


图1 齿轮的不同旋转重数与孔分布的示意图

Fig. 1 Schematic diagram of different rotational symmetry orders and the hole distribution of gears

因此,设置不同的旋转对称重数可能影响齿轮轮体拓扑优化设计的结果。但是,目前关于旋转对称重数对齿轮拓扑优化结果影响的研究还较少,对于设置何种旋转对称重数能够使齿轮轮体拓扑优化结果得到最优,也尚未定论。

鉴于此,本文以某减速器输出轴齿轮为研究对象,对其进行拓扑优化设计;对拓扑优化设计后的齿轮进行受力分析和模态分析,并分析旋转对称重数对齿轮拓扑优化设计结果的影响,以为齿轮的拓扑优化设计提供参考。

1 研究对象和试验方法

1.1 研究对象

某减速器采用一级齿轮传动结构,如图2所示。其一级传动结构传动比为2:1,其中,I轴为输入轴,II轴为输出轴,输出轴齿轮为本文研究对象。输入轴齿轮 Z_1 和输出轴齿轮 Z_2 均为标准渐开线直齿轮,其基本参数如表1所示。输出轴齿轮 Z_2 的结构尺寸如图3所示,其模数为1mm,齿数为100,分度圆直径为100mm,轴孔直径为10mm,齿宽为10mm,额定转矩为50N·m,额定转速为1800r/min。齿轮的啮合频率计算式为

$$f = \frac{z_2 \times n_2}{60} \quad (1)$$

式中, f 为齿轮的啮合频率; z_2 为输出轴齿轮的齿数; n_2 为输出轴齿轮的转速。

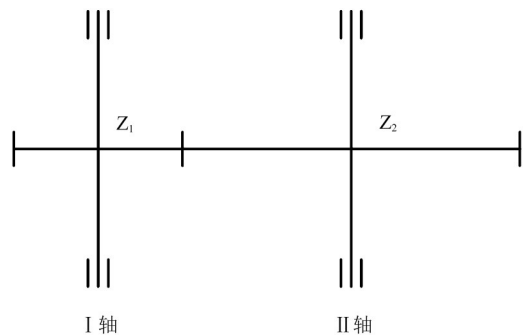


图2 减速器局部一级传动示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the local primary transmission of the reducer

表1 齿轮基本参数

Tab. 1 Basic parameters of the gear

参数	输入轴齿轮	输出轴齿轮
模数/mm	1	1
齿数	50	100
压力角 $\theta/(^\circ)$	20	20
变位系数 x	0	0
齿顶高系数 h_a^*	1	1
顶隙系数 c^*	0.25	0.25
齿宽 b/mm	10	10
精度等级(ISO 1328-1: 2013)	6	6

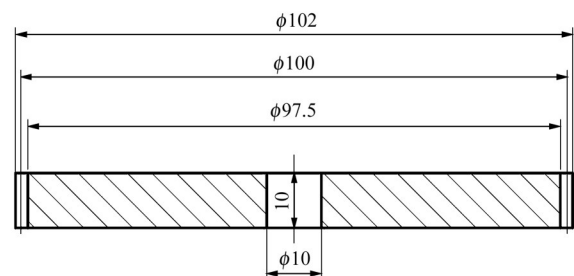


图3 输出轴齿轮 Z_2 结构示意图

Fig. 3 Structure schematic diagram of the gear Z_2 on the output shaft

由以上齿轮参数和式(1)可知, 减速器齿轮 Z_2 啮合的固有频率为3 000 Hz^[15]。

1.2 材料力学性能

输出轴齿轮的材料为18CrNiMo7-6钢^[16], 齿轮材料的基本力学性能可通过拉伸试验获得。根据GB/T 228.1—2021^[17]制作拉伸试样, 并设置拉伸试验参数, 拉伸试样的结构尺寸如图4所示。在室温下, 使用万能拉伸试验机进行拉伸试验, 加载速度设为0.5 mm/min。

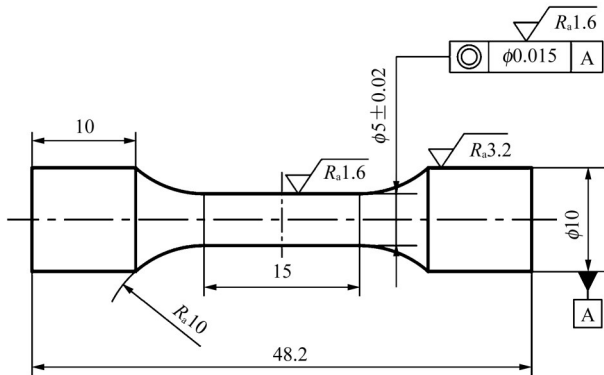


图4 圆棒拉伸试样尺寸示意图

Fig. 4 Schematic diagram of round bar tensile test specimen dimensions

图5所示为拉伸试样的拉伸工程应力-工程应变曲线。由图5可知, 其存在明显的屈服阶段, 屈服强度为289.5 MPa, 抗拉强度为606.8 MPa, 抗拉强度所对应的工程应变为0.26。

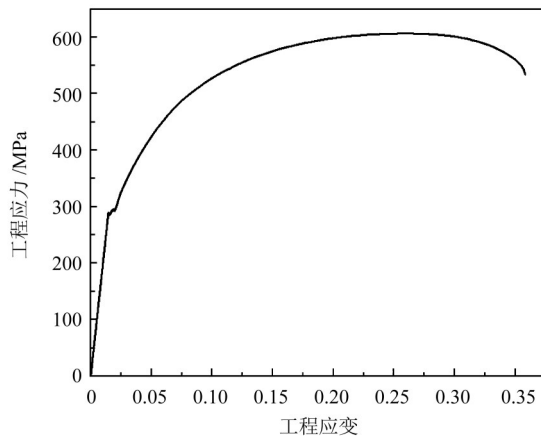


图5 18CrNiMo7-6钢的工程应力-工程应变曲线

Fig. 5 Engineering stress-engineering strain curve of 18CrNiMo7-6 steel

本文根据以上试验结果设置有限元仿真所需的材料力学性能参数。

1.3 有限元仿真过程

首先, 对未经拓扑优化设计的齿轮进行受力和模态分析, 分别得到齿轮啮合时的应力状态 and 固有振动特性; 接着, 根据受力分析结果对齿轮进行拓扑优化设计(目标优化参数为旋转对称重数);

然后, 对拓扑优化设计后的齿轮进行受力和模态分析, 并与未经拓扑优化设计的齿轮的受力和模态分析结果进行对比, 以确定旋转对称重数对齿轮拓扑优化设计的影响。

本文使用有限元仿真软件Abaqus(2024版本)对齿轮进行受力和模态分析, 并进行了拓扑优化设计。为提高有限元仿真的精度和效率, 假设有限元模型的材料为均质材料, 具有各向同性, 相关力学性能参数参考本文拉伸试验结果。

由于齿轮倒角、轴孔圆角和键槽等不是齿轮的主要结构, 其对齿轮轮体的影响较小, 同时为了方便有限元仿真建模与计算, 本文在齿轮的有限元仿真建模中不考虑齿轮倒角、轴孔圆角和键槽等结构。

对所有齿轮仿真模拟的模型采用三维有限元模型, 网格单元采用8节点线性六面体单元(C3D8R), 网格尺寸为0.5 mm。齿轮有限元仿真模型如图6所示。

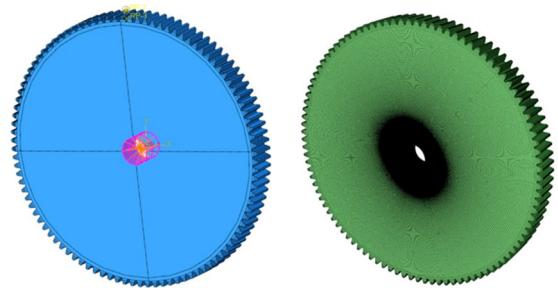


图6 齿轮有限元仿真模型

Fig. 6 Finite element simulation model of the gear

齿轮啮合过程采用有限元仿真, 分析方式采用线性静力学分析, 加载方式采用力矩加载。在齿轮轴孔区域施加50 N·m的转矩, 并在齿轮某个轮齿的某一侧表面的啮合区域施加固定约束, 以此分析齿轮啮合传动过程中的受力情况。

齿轮固有振动特性采用模态分析(线性摄动-频率)方式, 模态阶数设置为20, 在齿轮轴孔区域施加固定约束, 以此分析齿轮的固有振动频率, 并与齿轮的啮合频率(3 000 Hz)进行比较。

拓扑优化设计相关设置如下: 拓扑优化区域为齿轮轮体(拓扑优化区域半径为47.5 mm), 沿齿轮轴线方向设置拔模约束, 在齿轮轴线上设置周向对称约束, 并设置旋转对称重数, 将计算迭代次数设置为80。由于旋转对称重数对应的最小旋转对称角度必须小于360°, 同时, 360°必须能被旋转对称重数整除, 因此, 在拓扑优化设计时, 将旋转对称重数分别设置为2、3、4、5、6、8、9和10, 以上旋转对称重数基本覆盖了常见的齿轮减重孔数。

1.4 拓扑优化目标函数的建立

本文基于变密度法对齿轮进行拓扑优化,通过动态调整齿轮优化区域的密度变量来实现对材料分布的优化,从而不超出给定的体积限制,并满足齿轮结构的性能要求。为保证优化后齿轮轮体的刚度,以应变能为目标函数,以应变能最小为优化目标,当应变能最小时,齿轮轮体结构的刚度最大。应变能与刚度的关系可表示为

$$S = \frac{\delta}{U} \quad (2)$$

式中, S 为优化区域的刚度; δ 为应变; U 为应变能。

以减速器齿轮轮体的应变能和体积的响应值为设计变量,则优化目标为

$$\text{Minimize} \left(\sum_{i=1}^m U_i \right) \quad (3)$$

$$\text{Restrict} \left(\sum_{i=1}^m V_i \right) \quad (4)$$

式中, U_i 为第 i 个单元的应变能; V_i 为第 i 个单元的体积; m 为单元总数。

以齿轮的柔度为目标函数,以柔度最小为目标,此时,齿轮的结构刚度最大。通过求解结构有限元方程可得到位移 \mathbf{u} 。结构有限元方程为

$$\mathbf{K}(\rho)\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (5)$$

$$\text{Minimize } C(\rho) = \sum_{i=1}^m \rho_i^p \mathbf{u}_i^T \mathbf{K}_i \mathbf{u}_i \leq C_0 \quad (6)$$

式中, \mathbf{K} 为整体刚度矩阵; \mathbf{u} 为整体的位移; \mathbf{f} 为外载荷向量; ρ 为材料的密度; C 为柔度; ρ_i 为第 i 个单元的密度设计变量,大小在 $[0, 1]$ 范围内,其中, 0 表示无材料, 1 表示实材料; \mathbf{u}_i 为第 i 个单元的位移向量; \mathbf{K}_i 为第 i 个单元的刚度矩阵; p 为惩罚因子,通常情况下, $p \geq 3$; C_0 为柔度上限。

在满足齿轮结构刚度的要求下,以齿轮轮体的体积最小化为约束条件,有

$$\text{Subject to } \sum_{i=1}^m \rho_i V_i \leq V_{\max} \quad (7)$$

式中, V_{\max} 为允许的最大体积。

2 结果与讨论

图7为齿轮啮合受力时的应力云图。由图7可知,在齿轮啮合过程中,只有啮合处的轮齿及其附近区域受力较大。其中,轮齿啮合区域的应力为 206.7 MPa,未超过齿轮材料的屈服强度(289.5 MPa),齿轮的其他区域(未啮合的轮齿和齿轮轮体区域)受力较小,应力水平整体较低。

表2所示为齿轮前20阶固有频率。由表2可知,与啮合频率(3 000 Hz)较为相近的固有频率为第1阶

频率 2 872.6 Hz、第2阶频率 2 872.6 Hz 和第3阶频率 2 941.4 Hz。其中,第1阶和第2阶频率对应的振型为齿轮轮体局部弯曲,第3阶频率对应的振型为齿轮轮体整体弯曲,如图8所示。由于齿轮啮合的受力特点为局部受力,振型为齿轮轮体局部弯曲的齿轮在受到外界激励时更容易发生共振。

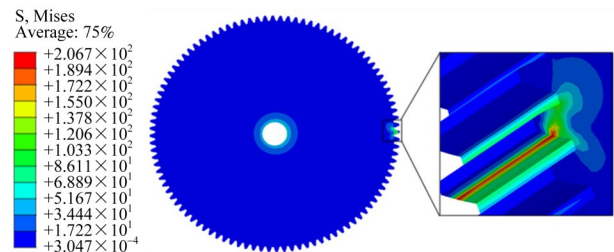


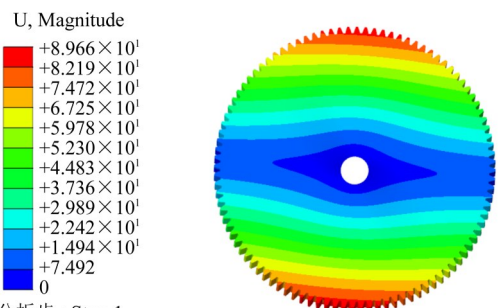
图7 输出轴齿轮啮合受力时的应力云图

Fig. 7 Stress contour plots of the output shaft gear under meshing load

表2 齿轮前20阶固有频率

Tab. 2 First 20 natural frequencies of the gear

阶数	1	2	3	4	5
频率/Hz	2 872.6	2 872.6	2 941.4	3 921.9	5 142
阶数	6	7	8	9	10
频率/Hz	5 144.6	11 007	11 007	12 967	12 968
阶数	11	12	13	14	15
频率/Hz	18 134	18 134	19 182	21 365	21 365
阶数	16	17	18	19	20
频率/Hz	24 743	24 743	26 055	29 053	36 055

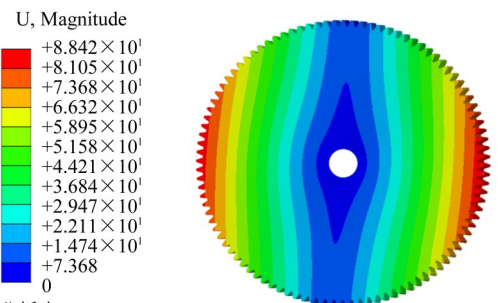


分析步: Step-1

Mode 1: Value = 3.25772×10^8 Freq = 2 872.6 (cycles/time)

主变量: U, Magnitude

(a) 第1阶模态

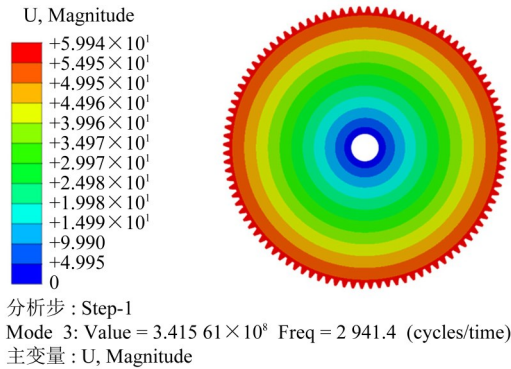


分析步: Step-1

Mode 2: Value = 3.25772×10^8 Freq = 2 872.6 (cycles/time)

主变量: U, Magnitude

(b) 第2阶模态

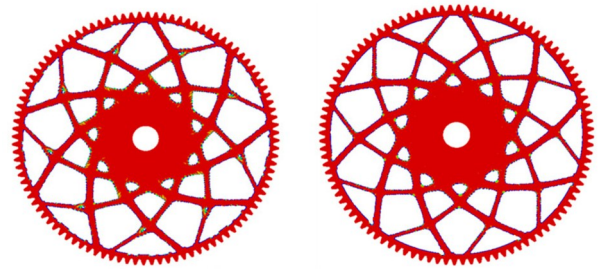


(c) 第3阶模态

图8 齿轮前3阶模态的云图

Fig. 8 Contour plots of the first three modes of the gear

图9所示为不同旋转对称重数下齿轮的拓扑优化结果, 图10所示为齿轮的体积减小分数与迭代次数的关系。由图9可知, 拓扑优化结果均能收敛。由图10可知, 当旋转对称重数分别为2、4、5、6、8和10时, 齿轮拓扑优化后最终的体积减小分数均为0.59; 当旋转对称重数为3时, 齿轮拓扑优化后最终的体积减小分数为0.55; 当旋转对称重数为9时, 齿轮拓扑优化后最终的体积减小分数为0.58。以上拓扑优化结果表明, 在不同旋转对称重数下, 齿轮拓扑优化后的结构相差较大, 但其体积减小分数整体上相差不大。



(g) 旋转对称重数9

(h) 旋转对称重数10

图9 不同旋转对称重数下齿轮的拓扑优化结果

Fig. 9 Topology optimization results of the gear under different rotational symmetry orders

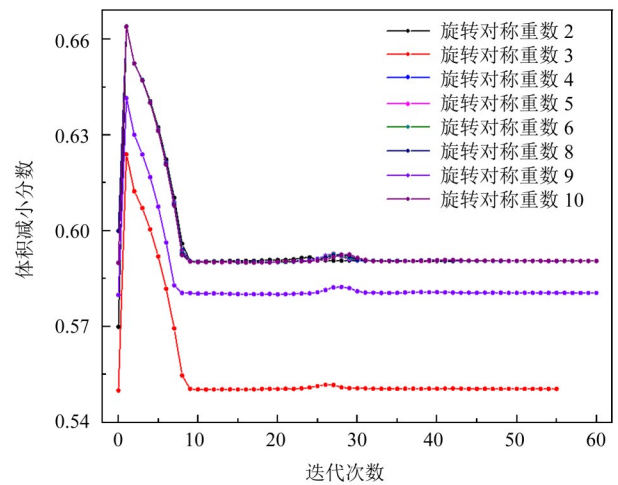
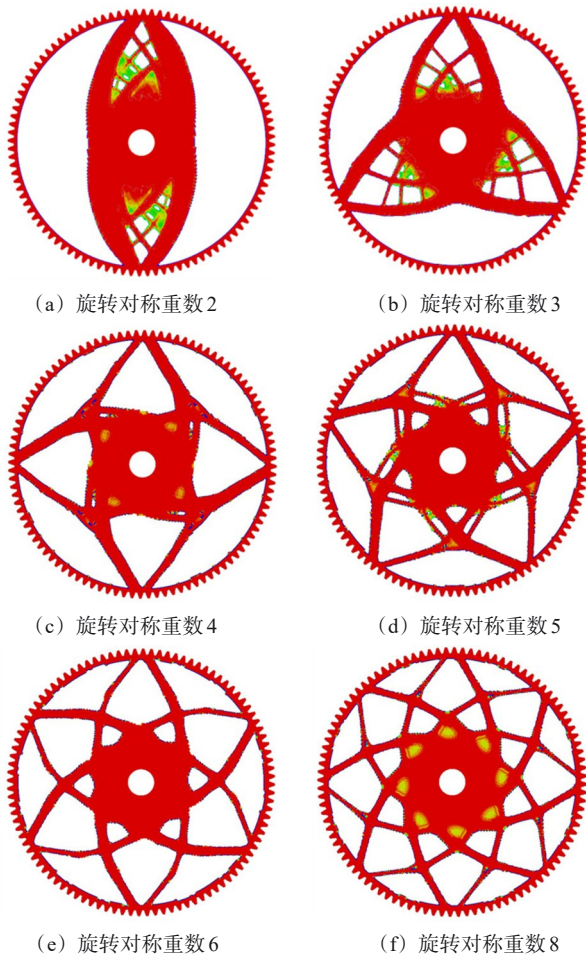


图10 体积减小分数与迭代次数的关系

Fig. 10 Relation between the volume reduction fraction and the iteration number



(a) 旋转对称重数2

(b) 旋转对称重数3

(c) 旋转对称重数4

(d) 旋转对称重数5

(e) 旋转对称重数6

(f) 旋转对称重数8

图11所示为拓扑优化后齿轮的受力分析结果。由图11可知, 所有齿轮受力最大的位置均为齿轮齿面啮合区域。当旋转对称重数分别为2、3、4、5、6、8、9和10时, 拓扑优化后齿轮的最大应力分别为200.7、201.3、201.7、202.0、201.5、209.2、209.4、209.3 MPa, 它们均未超过齿轮材料的屈服强度(289.5 MPa), 且数值上差异较小, 表明旋转对称重数对拓扑优化后齿轮的受力结果影响较小。表3所示为基于不同旋转对称重数拓扑优化设计后的齿轮与啮合频率相近的固有频率。

表3 拓扑优化后齿轮与啮合频率相近的固有频率
Tab. 3 Natural frequencies of the gear close to the meshing frequency after topology optimization

对称重数	2	3	4	5
阶数	10	6	1	2
固有频率/Hz	2 931.7	2 992.9	3 030.0	2 944.3
对称重数	6	8	9	10
阶数	3	2	2	1
固有频率/Hz	3 536.3	3 111.5	3 484.9	3 298.7

当旋转对称重数分别为2、3、4、5、6、8、9和10时, 拓扑优化设计后的与齿轮啮合频率(3 000 Hz)

最为接近的频率分别为2 931.7 Hz(10阶)、2 992.9 Hz(6阶)、3 030.0 Hz(1阶)、2 944.3 Hz(2阶)、3 536.3 Hz(3阶)、3 111.5 Hz(2阶)、3 484.9 Hz(2阶)和

3 298.7 Hz(1阶)。其中,当旋转对称重数为6时,拓扑优化设计后齿轮的固有频率与齿轮的啮合频率相差最大。图12所示为与表3对应的齿轮模态分析结果。

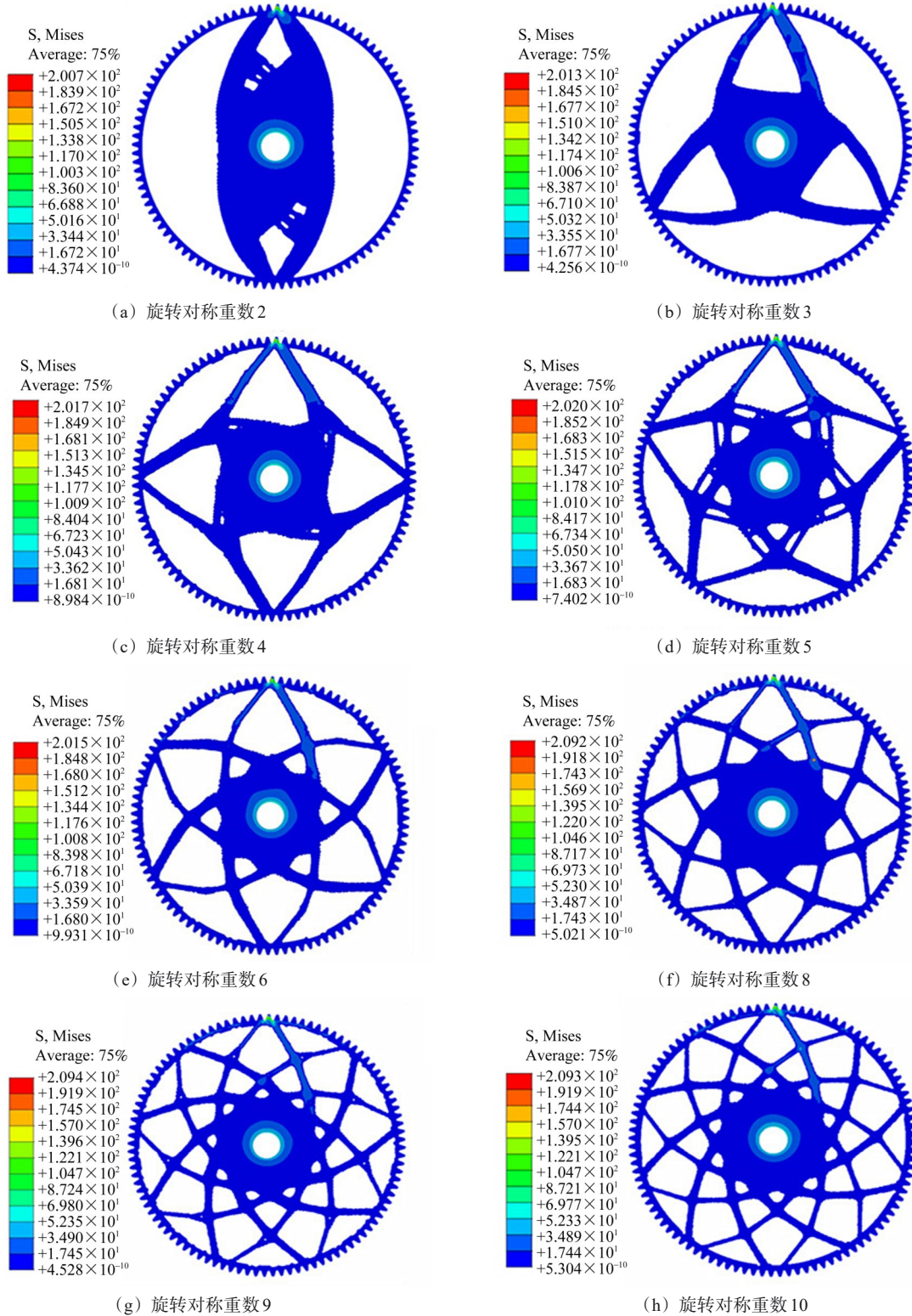


图11 拓扑优化后齿轮的应力分析结果

Fig. 11 Stress analysis results of the gear after topology optimization

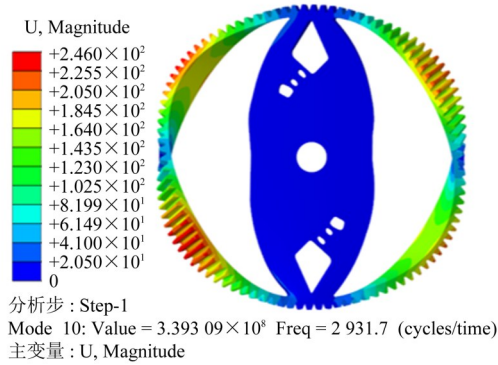
由图12可知,拓扑优化设计后的齿轮中,当旋转对称重数为6时,与啮合频率相近的固有频率所对应的振型为齿轮轮体整体弯曲;当旋转对称重数为

其他时,与啮合频率相近的固有频率所对应的振型为齿轮轮体局部弯曲。

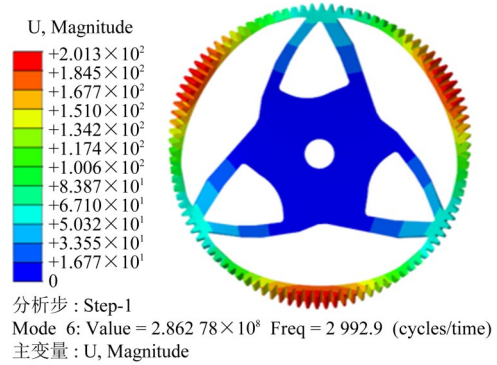
由以上结果可知,当旋转对称重数为6时,拓扑

优化设计后的齿轮在啮合受力时不会发生屈服; 同时, 经拓扑优化设计后, 齿轮的体积减小分数最大,

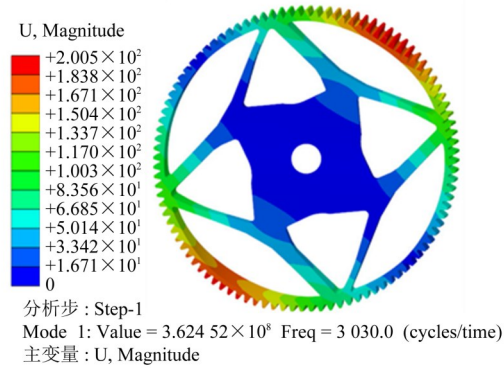
齿轮发生共振的风险最小。因此, 当旋转对称重数为6时, 齿轮的拓扑优化结果最为合理。



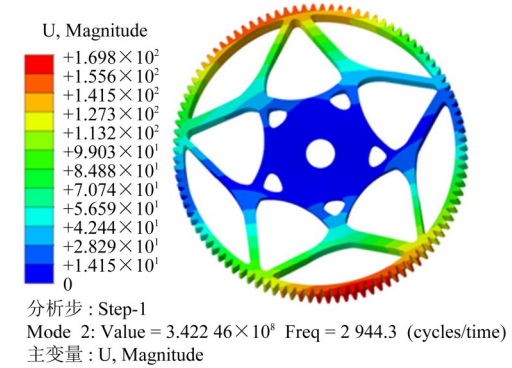
(a) 旋转对称重数2



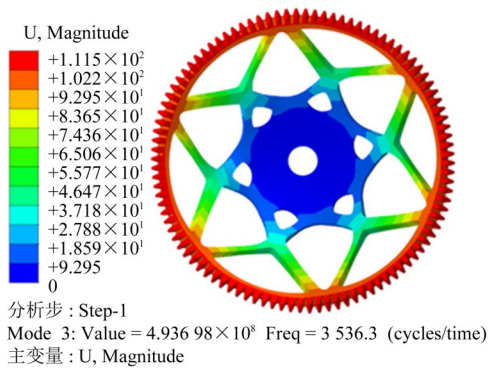
(b) 旋转对称重数3



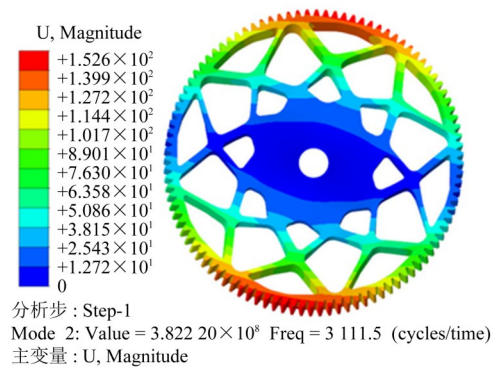
(c) 旋转对称重数4



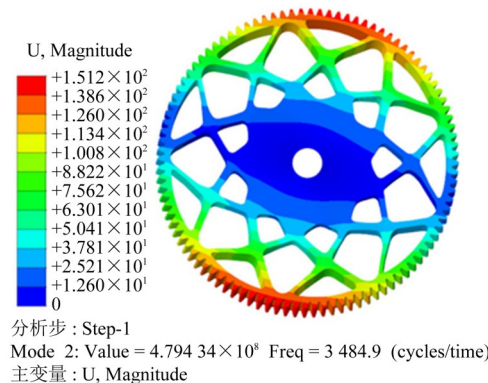
(d) 旋转对称重数5



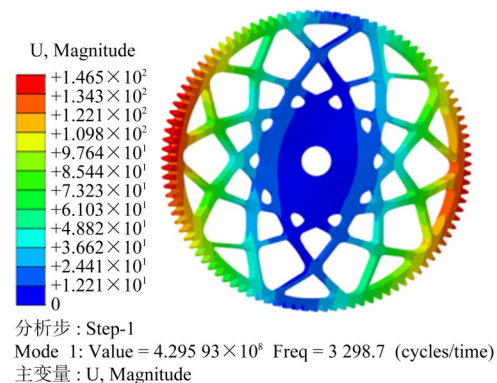
(e) 旋转对称重数6



(f) 旋转对称重数8



(g) 旋转对称重数9



(h) 旋转对称重数10

图12 拓扑优化后齿轮的模式分析结果

Fig. 12 Modal analysis results of the gear after topology optimization

3 结论

以某减速器输出轴齿轮为研究对象, 对其进行了拓扑优化设计, 分析了旋转对称重数对拓扑优化设计的影响, 并对拓扑优化后的齿轮进行了受力分析和模态分析。研究表明, 旋转对称重数对齿轮拓扑优化的体积减小分数的影响较小, 经拓扑优化后的齿轮在啮合受力时均未发生屈服。当旋转对称重数为6时, 经拓扑优化后的齿轮的体积减小分数最大, 且啮合传动时发生共振的风险较小。因此, 在保证齿轮结构的强度足够且振动稳定下, 旋转对称重数6为该齿轮最优的拓扑优化设计参数。

参 考 文 献

- [1] 谷芳, 吴华杰, 崔国起. 基于拓扑优化的齿轮轻量化设计方法研究[J]. 中国设备工程, 2021(16):98-100.
GU Fang, WU Huajie, CUI Guoqi. Research on lightweight design method of gear based on topology optimization [J]. China Plant Engineering, 2021(16):98-100.
- [2] 陈小龙, 赵知辛, 张瑞阳, 等. 飞机起落架结构拓扑优化设计及动态特性分析[J]. 陕西理工大学学报(自然科学版), 2024, 40(2):1-8.
CHEN Xiaolong, ZHAO Zhixin, ZHANG Ruiyang, et al. Topology optimization design and dynamic characteristics analysis of aircraft landing gear structure [J]. Journal of Shaanxi University of Technology (Natural Science Edition), 2024, 40(2):1-8.
- [3] 周克民, 李俊峰, 李霞. 结构拓扑优化研究方法综述[J]. 力学进展, 2005, 35(1):69-76.
ZHOU Kemin, LI Junfeng, LI Xia. A review on topology optimization of structures [J]. Advances in Mechanics, 2005, 35(1):69-76.
- [4] 尹荣颖, 徐本江, 云庆文, 等. 基于拓扑优化的轻量化工艺装备设计[J]. 工业技术创新, 2023, 10(6):62-66.
YIN Rongying, XU Benjiang, YUN Qingwen, et al. Lightweight tooling design based on topology optimization [J]. Industrial Technology Innovation, 2023, 10(6):62-66.
- [5] 汪志鹏, 戴宁, 雷鹏福. 齿轮轻量化设计[J]. 机械设计与制造工程, 2022, 51(7):9-13.
WANG Zhipeng, DAI Ning, LEI Pengfu. Lightweight design of gears [J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2022, 51(7):9-13.
- [6] ZHU J H, ZHOU H, WANG C, et al. A review of topology optimization for additive manufacturing: status and challenges [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(1):91-110.
- [7] LU S B, MA H G, XIN L, et al. Lightweight design of bus frames from multi-material topology optimization to cross-sectional size optimization [J]. Engineering Optimization, 2019, 51(6):961-977.
- [8] 刘小刚, 戴思成, 吴振豪, 等. 燃气涡轮发动机风扇盘拓扑优化 [J]. 航空动力学报, 2020, 35(6):1121-1130.
LIU Xiaogang, DAI Sicheng, WU Zhenhao, et al. Topology optimization of gas turbine engine fan disk [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(6):1121-1130.
- [9] 黄崇文, 郑松林, 冯金芝, 等. 轮边电驱动减速系统齿轮腹板的轻量化设计[J]. 农业装备与车辆工程, 2017, 55(4):1-5.
HUANG Chongwen, ZHENG Songlin, FENG Jinzhi, et al. Lightweight design of gear webs in wheel-side deceleration system of electric vehicle [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2017, 55(4):1-5.
- [10] 黄观明, 刘明敏, 杨宏亮, 等. 基于SIMP材料插值模型的某航炮弹箱传动齿轮轻量化设计[J]. 机械传动, 2019, 43(2):55-58.
HUANG Guanming, LIU Mingmin, YANG Hongliang, et al. Lightweight design of transmission gear of an aircraft gun ammunition box based on SIMP material interpolation model [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(2):55-58.
- [11] 王雁东, 陈思雨, 唐进元. 一种基于OptiStruct-Abaqus的航空齿轮腹板轻量化设计方法[J]. 机械传动, 2019, 43(7):60-65.
WANG Yandong, CHEN Siyu, TANG Jinyuan. A lightweight design method for aviation gear web based on OptiStruct-Abaqus [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(7):60-65.
- [12] 苏成龙, 罗肇艺, 糜沛纹, 等. 基于柔性动力学仿真的齿轮拓扑优化[J]. 时代汽车, 2022(14):160-162.
SU Chenglong, LUO Zhaoyi, MI Peiwen, et al. Gear topology optimization based on flexible dynamics simulation [J]. Auto Time, 2022(14):160-162.
- [13] YANG J R, ZHANG Y H, LEE C H. Multi-parameter optimization-based design of lightweight vibration-reduction gear bodies [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(4):1879-1887.
- [14] 石莹, 沈子强. 基于尺寸优化和拓扑优化的减速器齿轮轻量化设计[J]. 大连交通大学学报, 2023, 44(5):86-90.
SHI Ying, SHEN Ziqiang. Lightweight design of a reduction gear based on size and topology optimization [J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2023, 44(5):86-90.
- [15] 石群燕, 陈辰, 雍尚东, 等. 基于有限元法的齿轮传动力学性能分析[J]. 技术与市场, 2024, 31(6):117-122.
SHI Qunyan, CHEN Chen, YONG Shangdong, et al. Dynamic performance analysis of gear transmission based on finite element method [J]. Technology and Market, 2024, 31(6):117-122.
- [16] XU G T, HAO M F, QIAO Y K, et al. Characterization of elastic-plastic properties of surface-modified layers introduced by carburizing [J]. Mechanics of Materials, 2020, 144:103364.
- [17] 全国钢标准化技术委员会. 金属材料 拉伸试验 第1部分: 室温试验方法: GB/T 228.1—2021 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2021:12-16.
National Technical Committee for Steel Standardization. Metallic materials—tensile testing—part 1: method of test at room temperature: GB/T 228.1—2021 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2021:12-16.

Effect of rotational symmetry order on topology optimization of gears

LIU Zhihua DONG Rui LI Hao

(School of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: [Objective] Because gears perform circumferential rotational motion, the topological optimization design of the gear body requires consideration of rotational symmetry. Different rotational symmetry orders may influence the results of the gear body's topological optimization design. However, no definitive conclusions have yet been established regarding which order of rotational symmetry produces the most optimal results in topological optimization. In this regard, the influence of rotational symmetry order on the results of the gear's topological optimization design was investigated. [Methods] The output shaft gear of a specified reducer was selected as the research object. Stress analysis and modal analysis were performed on the gear without topological optimization design using the finite element simulation software Abaqus, resulting in the stress state and the natural vibration characteristics during gear meshing. The gear was then subjected to topological optimization design by the variable density method. Subsequently, stress analysis and modal analysis were conducted on the topologically optimized gear. Additionally, the influence of different rotational symmetry orders on the results of the gear's topological optimization was systematically analyzed. [Results] The finite element simulation results indicate that the rotational symmetry order influences the distribution of the topology-optimized regions of the gear, but has a slight effect on the volume reduction fraction of topology optimization. For the gears designed with different rotational symmetry orders, no yielding occurs under meshing stress. However, modal analysis results reveal significant variations in the natural vibration characteristics. When the rotational symmetry order is set to 6, the topology-optimized gear not only avoids yielding under meshing stress, but also exhibits the largest frequency difference between its natural vibration frequency and the meshing frequency, which can effectively avoid resonance during gear meshing.

Key words: Gear; Topology optimization; Rotational symmetry order; Modal analysis

(编辑: 刘星泽)

(上接第30页)

Study on maximum sliding rate of planetary gear train with center distance error and optimization of modification coefficient

LI Chuanxiang CHEN Dong WANG Zhaoyang WANG Xiao XU Huanping

(School of Mechanical Engineering & Automation, University of Science and Technology Liaoning, Anshan 114051, China)

Abstract: [Objective] Aiming at the problems of severe tooth surface wear and gluing failure in the planetary reducers of baling equipment under heavy loads, the maximum sliding rate and its influencing factors in a 3K-I planetary gear train with center distance errors were investigated to enhance transmission performance and prolong service life by optimizing the modification coefficients. [Methods] Firstly, based on the gear meshing principle, the calculation formulas for the maximum sliding rate of the planetary gear train with center distance errors were derived. Secondly, the control variable method was used to analyze the specific influence of the modification coefficient and tooth number ratio on the maximum sliding rate. Thirdly, based on the equal sliding rate principle and combined with constraints such as undercutting and contact ratio, an optimization model using the weighted average method was constructed, aiming to minimize the sum of the sliding rate differences among gear pairs. Finally, nonlinear constrained optimization was solved using the fmincon command in Matlab, and different optimization schemes, such as taking the center distance error as a design variable, were comparatively analyzed. [Results] The results show that the modification coefficient is the dominant factor affecting the maximum sliding rate. The comparative analysis reveals that the scheme treating the center distance error as an optimization design variable is the most reasonable. Within the given error range of $[-0.1, 0.1]$ mm, this scheme significantly reduces both the maximum sliding rates and their differences among the gear pairs. Specifically, the sliding rate differences of the three gear pairs are decreased by 19.6%, 90.9%, and 96.1%, respectively. This effectively improves the sliding balance of the tooth surfaces and provides a reference for the design of planetary gear trains.

Key words: Planetary gear train; Center distance error; Maximum sliding rate; Modification coefficient

(编辑: 李立)