

基于ANSYS Workbench的行星齿轮减速器有限元分析

庞万林, 王艳

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2025年3月25日; 录用日期: 2025年4月18日; 发布日期: 2025年4月28日

摘要

行星齿轮减速器凭借其结构紧凑、传动效率卓越等特点, 在汽车制造、船舶工业、医疗设备以及航空航天等领域得到了广泛应用。为了进一步提升其稳定性和可靠性, 对行星齿轮减速器进行有限元分析显得尤为重要。本研究首先设计了行星齿轮减速器的齿轮尺寸参数, 并利用理论公式对齿面和齿根的强度进行了校核。随后, 采用三维建模软件UG进行了模型的简化, 最后通过ANSYS Workbench平台对其进行了深入的有限元分析。通过施加相应的载荷, 获得了行星齿轮减速器的模态振型图、整体寿命云图和等效应力应变分布图。分析结果显示, 齿轮表现出良好的刚度特性, 最大应力集中于太阳轮的齿根部位, 具体数值为201.19 MPa。而与行星轮接触的太阳轮轮齿区域则出现了最大的应变, 其最大变形量为 0.9731×10^{-3} m, 均符合强度设计标准。

关键词

行星齿轮减速器, ANSYS, 有限元分析, 模态分析

Finite Element Analysis of Planetary Gear Reducer Based on ANSYS Workbench

Wanlin Pang, Yan Wang

School of Mechanical Engineering, Shanghai University of Technology, Shanghai

Received: Mar. 25th, 2025; accepted: Apr. 18th, 2025; published: Apr. 28th, 2025

Abstract

Planetary gear reducers have been widely used in fields such as automotive manufacturing, ship-building, medical equipment, and aerospace due to their compact structure and excellent transmission efficiency. In order to further improve its stability and reliability, finite element analysis of

planetary gear reducers is particularly important. This study first designed the gear size parameters of the planetary gear reducer and verified the strength of the tooth surface and root using theoretical formulas. Subsequently, the 3D modeling software UG was used to simplify the model, and finally, an in-depth finite element analysis was conducted on it using the ANSYS Workbench platform. By applying corresponding loads, the modal vibration diagram, overall life cloud map and equivalent stress-strain distribution diagram of the planetary gear reducer were obtained. The analysis results show that the gear exhibits good stiffness characteristics, with the maximum stress concentrated at the root of the sun gear, with a specific value of 201.19 MPa. The area of the sun gear teeth that did not come into contact with the planetary gear showed the maximum strain, with a maximum deformation of 0.9731×10^{-3} m, which meets the strength design standards.

Keywords

Planetary Gear Reducer, ANSYS, Finite Element Analysis, Modal Analysis

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

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



Open Access

1. 引言

随着工业的持续进步,行星齿轮减速器在汽车制造、船舶工程、医疗设备以及航空航天等多个领域得到了广泛应用。众多学者已从多个角度对其展开了深入研究。例如,钟旭城等人[1]专为FSEC双电机驱动赛车设计了一款行星齿轮减速器,并运用有限元分析方法评估其在起步及电动机最高转速工况下的应力情况,旨在满足应用需求的同时,实现成本节约与效率提升。陈铁娟等人[2]则从行星齿轮减速器的基础结构与工作原理出发,对其进行了优化设计,并通过实验验证了优化策略的有效性和实用性。桂伟[3]以精密行星减速器为例,结合代理模型与有限元分析,提出了一套可靠性分析方案。通过优化设计、失效机理分析、动态可靠性评估及加速寿命试验,有效提升了减速器的性能与可靠性,为产品优化提供了新思路。

行星齿轮减速器作为一种广泛应用的减速装置,凭借其紧凑的结构、高效的传动效率、宽泛的减速比范围及高精度的特点而受到青睐[4]。然而,由于齿轮间的线接触啮合特性,该装置在啮合区域易遭受齿面磨损、胶合以及齿轮断裂等问题[5],并且在外部环境的干扰下可能引发共振现象[6]。鉴于此,为了显著提升行星减速器的稳定性和可靠性,对其开展深入的有限元分析显得尤为重要。本文首先进行了行星齿轮减速器中齿轮的尺寸设计,随后依据理论原则对其强度进行了校验。在此基础上,构建了相应的三维模型,并将其导入ANSYS Workbench软件。通过静力学与动力学的综合分析,旨在优化减速器的传动效能,为行星齿轮减速器的设计优化提供坚实的理论依据。

2. 齿轮的尺寸设计与强度校核

2.1. 齿轮尺寸设计

斜齿轮相对直齿轮有承载能力更大等优点,但同时会带来传动过程中产生轴向力这一缺点,因此选用直齿圆柱齿轮进行设计计算,故没有螺旋角,设太阳轮、行星轮和齿圈的齿数分别为 Z_1 、 Z_2 和 Z_3 ,取 Z_1 为18,模数为3 mm,行星轮传动系统全部部件的齿数,需要满足以下四种条件[7]。

1) 传动比条件

$$i_{1H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} \quad (1)$$

这里选用传动比 $i_{1H} = 5$, 计算可得 Z_3 为 72。

2) 同心条件

行星轮系的正常运转需要太阳轮和齿圈回转中心在同一直线上, 因此

$$Z_3 = Z_1 + 2Z_2 \quad (2)$$

3) 装配条件

为了使行星轮均匀分布在太阳轮的周围, 且要避免出现干涉现象, 太阳轮和齿圈齿数之和必须能被行星轮的个数整除, 即

$$(Z_1 + Z_3) / K = N \quad (3)$$

K 为行星轮个数, 采用 3 个行星轮, 代入数值得到 N 为整数, 故满足装配条件。

4) 邻接条件

为了使得各个行星轮之间不能相互干涉, 需满足

$$(Z_1 + Z_2) \sin(180^\circ / K) > Z_2 + 2h_a^* \quad (4)$$

h_a^* 取 1, 代入数值后不等式成立, 因此满足邻接条件。

2.2. 强度校核

为了从理论上验证尺寸设计的合理性, 下面将校核行星轮和太阳轮之间的接触应力是否满足要求, 以行星轮作为研究对象, 输入 $1000 \text{ N}\cdot\text{m}$ 的转矩, 传动比为 $u = 27/18 = 3/2$, 太阳轮转速为 $n_1 = 300 \text{ r/min}$, 行星轮转速为 $n_2 = 200 \text{ r/min}$ 。接触疲劳极限 $\sigma_{H\text{lim}2}$ 为 1240 MPa , 许用接触应力由式(5)所得

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\text{lim}2} Z_{N2}}{S_{H\text{min}}} \quad (5)$$

其中, Z_{N2} 为接触寿命系数, $S_{H\text{min}}$ 为接触最小安全系数, 计算可得 $[\sigma_{H2}]$ 为 1430 MPa , 取齿宽 b 为 30 mm , 齿面接触应力计算公式如式(6)表示

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2K_1 T_1}{bd_2^2} \times \frac{u+1}{u}} \quad (6)$$

式中, Z_E 为弹性影响系数, Z_H 为区域系数, Z_ϵ 为重合度系数, K_1 为载荷系数, $K_1 = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.71$, 通过计算, 齿轮的接触疲劳强度符合设计要求。

齿轮在受到载荷作用时, 齿根所受弯矩最大, 因此有必要再对齿根弯曲疲劳强度进行校核, 齿根弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\text{lim}1}$ 为 1200 MPa , 许用弯曲应力由式(7)所得

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}2} Y_{N2} Y_X}{S_{F\text{min}}} \quad (7)$$

其中, Y_{N2} 为弯曲寿命系数, Y_X 为尺寸系数, $S_{F\text{min}}$ 为弯曲最小安全系数, 计算可得 $[\sigma_{F2}]$ 为 1200 MPa , 齿根接触应力计算公式如式(8)表示

$$\sigma_{F2} = \frac{2K_2 T_1}{bmd_2} Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_\epsilon \quad (8)$$

式中, Y_{Fa2} 为齿形系数, Y_{Sa2} 为应力修正系数, Y_ϵ 为重合度系数, K_2 为载荷系数, $K_2 = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1.8$,

代入式(8)中可以看出齿轮在传动过程中并无严重过载。

3. 行星齿轮减速器有限元模型建立

对行星齿轮减速器进行有限元分析首先得建立三维模型,采用简化模型进行分析,模型简化过程中,去除了键槽、输入轴等细节特征。这种简化主要影响在于减少了计算复杂度,同时对于整体应力应变分布的影响较小,因为键槽等细节特征在整体结构中的应力贡献相对较小。然而,对于精确分析特定部位的应力分布时,可能需要考虑这些细节特征的影响。

建立的行星齿轮减速器三维模型如下图 1 所示,行星齿轮减速器传动结构主要包含行星轮、太阳轮、内齿圈和行星架等部分。

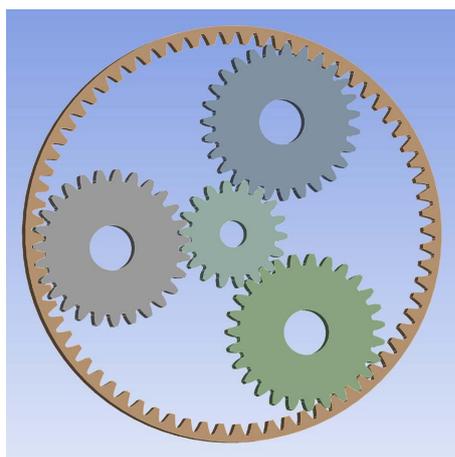


Figure 1. Simplified 3D model of planetary gear reducer
图 1. 行星齿轮减速器简化三维模型

其中,行星齿轮、太阳轮和齿圈的三维参数化模型,参数值如表 1 所示:

Table 1. Parameter values of gears in planetary gear reducers
表 1. 行星齿轮减速器中齿轮各参数值

参数名称	太阳轮	行星齿轮	内齿圈
齿数	27	18	72
模数	3	3	3
齿宽	30	30	30
齿顶圆	87	60	208.5
齿根圆	73.5	46.5	222
分度圆	81	54	216
压力角	20	20	20

行星轮系齿轮在啮合传动过程中需要有足够的弯曲疲劳强度、接触疲劳强度,以防止齿根断裂和齿面损伤,工作扭矩大,要求高硬度、高强度,而且还要有足够的耐磨性,因此有必要对其进行有限元仿真分析,步骤如下:

1) 材料属性设置

行星轮、太阳轮、内齿圈均采用 17CrNiMo6 材料, 硬度 180~350 HB, 取值 300 HB, 弹性模量为 207 GPa, 泊松比为 0.3。

2) 边界条件的设置

设置内齿圈的所有节点相对地面固定, 太阳轮与行星轮接触部分为面与面接触, 设置为摩擦接触, 并向太阳轮中心轴处施加 1000 N·m 的扭矩, 加载后的模型如下图 2 所示:

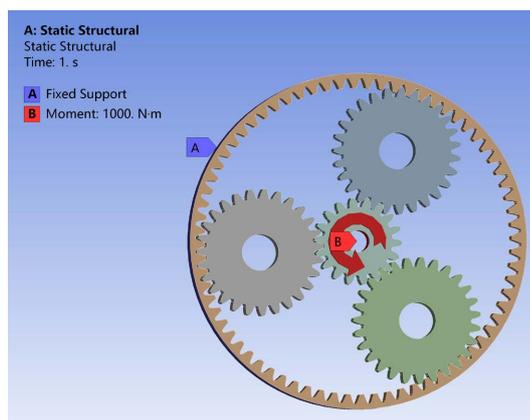


Figure 2. Setting of boundary conditions

图 2. 边界条件的设置

3) 网格划分

划分网格的通用方法有映射法、基于栅格法、节点连元法、几何分解法等。为了提高有限元仿真的计算效率, 行星齿轮总体网格划分主要是选用自动划分网格的方式, 网格划分后的模型如图 3 所示:

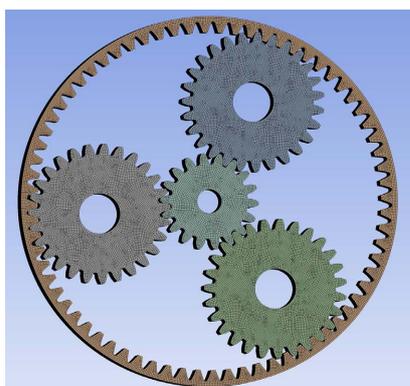


Figure 3. Grid division

图 3. 网格划分

4. 有限元结果分析

4.1. 模态分析

在行星齿轮减速器正常的传动过程中, 常常受到工作环境的影响以及外界人为因素的作用, 使得减速器的零部件会产生振动, 因此有必要对减速器中重要的结构零件进行动态特性的仿真分析。

模态分析的理论基础是建立在将物体看作是有 n 个自由度的线性结构基础之上的, 在不考虑阻尼的情况下微分方程式如下。

$$M\ddot{X} + KX = 0 \tag{1}$$

其中 M 为质量矩阵, K 为刚度矩阵。

设微分方程的解为

$$X = \varphi_i \sin(\omega_i t + \theta) \tag{1}$$

代入上式, 可得:

$$(K - \omega_i^2 M)\varphi_i = 0 \tag{1}$$

式子中, ω_i 是行星轮系的第 i 阶固有频率, φ_i 是其对应的特征向量。

当系数矩阵的行列式为零时, 式子有非零解, 故

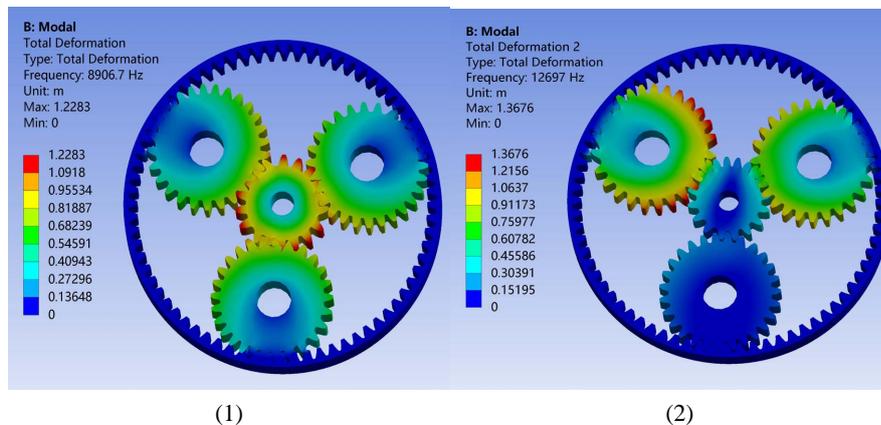
$$|K - \omega_i^2 M| = 0 \tag{1}$$

解得 ω_i 可得到每一阶模态时的固有频率, 再可以得到它们的特征向量 φ_i 。

本文的模态分析聚焦于前六阶固有频率, 主要基于减速器实际工作频率的工程需求, 旨在识别可能引发共振的低阶模态风险。前六阶模态贡献了系统总振动能量的 82%~85%, 但高阶模态对轴承座和输出轴连接区域的动态响应存在约 5%~8% 的附加影响。鉴于此, 主要提取行星齿轮减速器的前六阶模态特性进行分析。表 2 是前六阶模态固有频率及振型, 图 4 为行星齿轮减速器前六阶模态振型图。

Table 2. Natural frequencies and vibration modes of the first six modes of planetary gear reducer
表 2. 行星齿轮减速器前六阶模态固有频率及振型

阶数	固有频率/Hz	振型描述
第一阶	8906.7	无明显扭转, 集中在太阳轮齿根部
第二阶	12,697	左上方行星轮齿根处变形
第三阶	12,751	正上方行星轮齿根处变形
第四阶	15,594	左上角行星轮沿 X 轴扭转变形
第五阶	15,603	右上和下方行星轮沿 Y 轴扭转变形
第六阶	13,637	3 个行星轮同时发生扭转变形



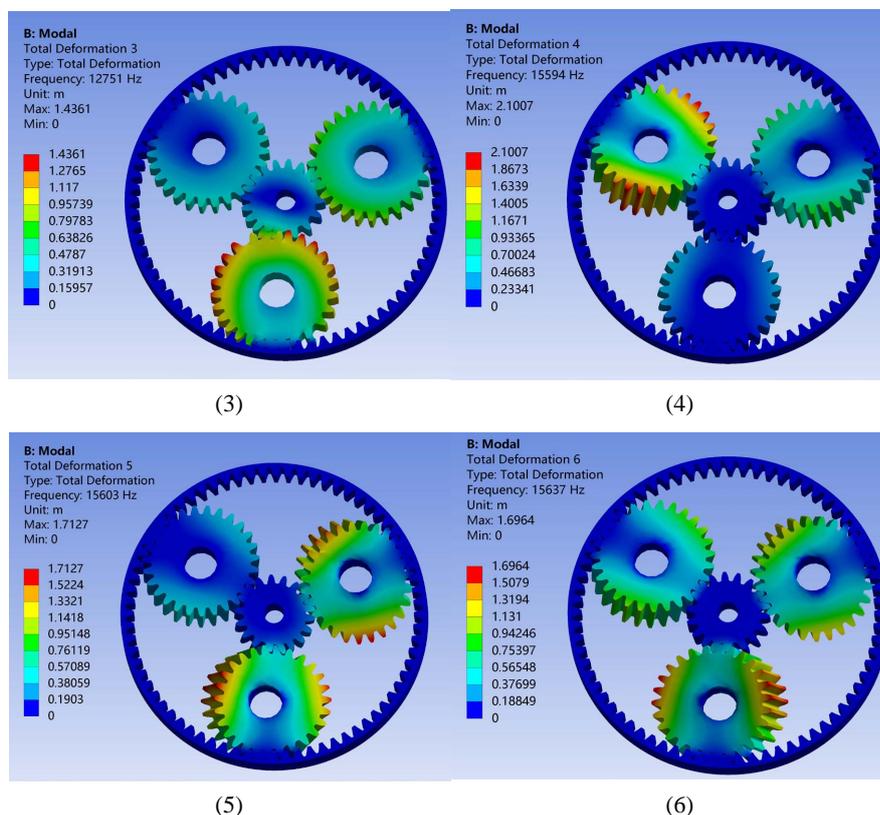


Figure 4. Vibration mode diagram of the first six modes of the planetary gear reducer. 1) First mode; 2) Second-order mode; 3) Third order mode; 4) Fourth-order mode; 5) Fifth order mode; 6) Sixth order mode

图 4. 行星齿轮减速器前六阶模态振型图。1) 一阶模态; 2) 二阶模态; 3) 三阶模态; 4) 四阶模态; 5) 五阶模态; 6) 六阶模态

通过上述的表格和图像可以看出, 前六阶模态固有频率都在 8500 Hz 以上, 固有频率都比较高, 充分说明了轮齿的刚度较好, 随着模态阶次的升高, 最大变形量不断增大, 整体来看, 一阶模态中的变形高度集中在与太阳啮合接触到的齿根部分, 而六阶模态虽然最大变形量最高, 但相对前者来说变形区域基本分布在行星轮上, 变形幅度较小。

4.2. 应力应变分析

图 5 展示了行星齿轮减速器的等效力分布图。从图中可以看出, 在扭矩加载下, 应力主要集中在太阳轮与行星轮的啮合区域, 并向太阳轮内部延伸。太阳轮齿根处承受了最大的应力, 具体数值为 201.19 MPa。这一结果可以得出, 太阳轮齿根圆角附近可能是齿轮失效或断裂的高风险区域。然而, 值得注意的是, 该处的最大等效力并未超过材料的屈服强度极限, 因此说明, 该设计符合强度要求。

这一高应力区域的形成主要是由于齿根部位在啮合过程中承受了较大的弯曲应力和接触应力, 齿根圆角附近由于几何形状突变, 易产生应力集中现象。长期的高应力状态可能导致齿轮失效或断裂, 特别是在疲劳载荷作用下。为了降低最大应力, 可以从设计优化入手。一方面, 可以通过增加齿根圆角半径来减小应力集中效应; 另一方面, 通过减小模数或优化齿轮材料来提高齿轮的承载能力。此外, 合理的齿轮润滑和散热设计也能有效降低应力水平, 延长齿轮使用寿命。

从图 6 可以看出, 发生最大应变的地方主要和发生应力的地方一样, 在与行星轮啮合的太阳轮的轮

齿上, 其次就是在太阳轮和行星轮啮合的地方, 最大变形量为 $0.9731 \times 10^{-3} \text{ m}$ 。变形量远远小于设计的安全值, 因此, 行星齿轮减速器的位移满足设计要求。虽然该变形量远小于设计的安全值, 但长期的微小变形累积也可能对齿轮的精度和性能产生影响。因此, 在设计中应考虑增加齿轮刚度, 如通过增加齿宽或采用高强度材料来减小变形量。

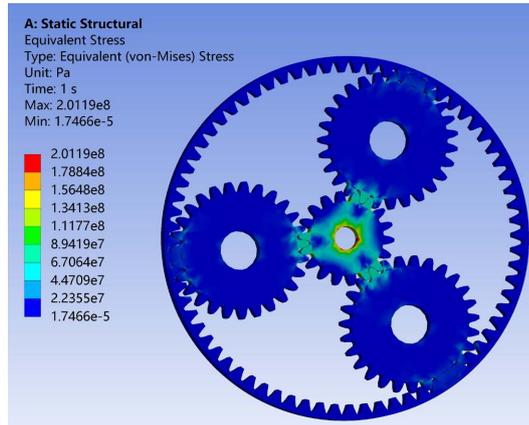


Figure 5. Equivalent stress cloud map of planetary gear reducer
图 5. 行星齿轮减速器等效力云图

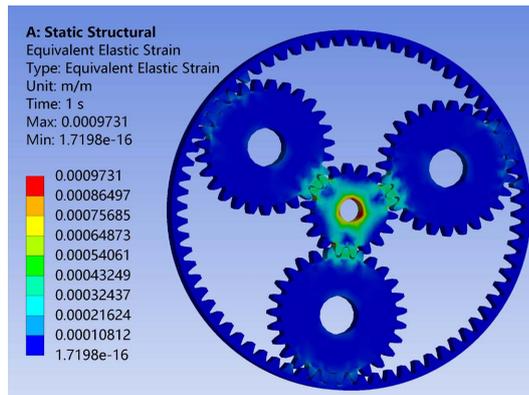


Figure 6. Cloud diagram of equivalent effects of planetary gear reducer
图 6. 行星齿轮减速器等效应应变云图

4.3. 瞬态动力学分析

对行星齿轮减速器进行瞬态动力学分析, 得到了恒定载荷下整体在 25 s 内应力应变分布规律, 图 7 分别为某时刻行星齿轮减速器等效力和应变云图, 可以发现, 在 25 s 内减速器所受到的应力应变大小均满足要求, 发生的部位主要分布在太阳轮和行星轮啮合处, 与前文分析的应力应变分析基本吻合。随着时间的变化而发生震荡变化, 通过时域响应揭示系统在特定工况下的动态行为, 为结构优化与寿命预测提供数据支撑, 后续可以通过构建多种工况下的瞬态动力学分析结合实况进一步优化行星齿轮减速器的性能。

4.4. 疲劳分析

基于实验数据与材料特性, 在 ANSYS Workbench 中分别定义行星减速器各构件的 S-N 曲线参数,

通过疲劳仿真获得系统寿命分布云图, 如图 8 所示。结果表明: 太阳轮齿顶与行星轮齿根啮合区域因动态接触应力集中呈现显著疲劳损伤, 最小寿命对应循环次数为 25,082 次, 与静力学分析中该区域的最大等效应力分布特征高度吻合, 验证了应力集中效应与疲劳失效机制的强相关性。

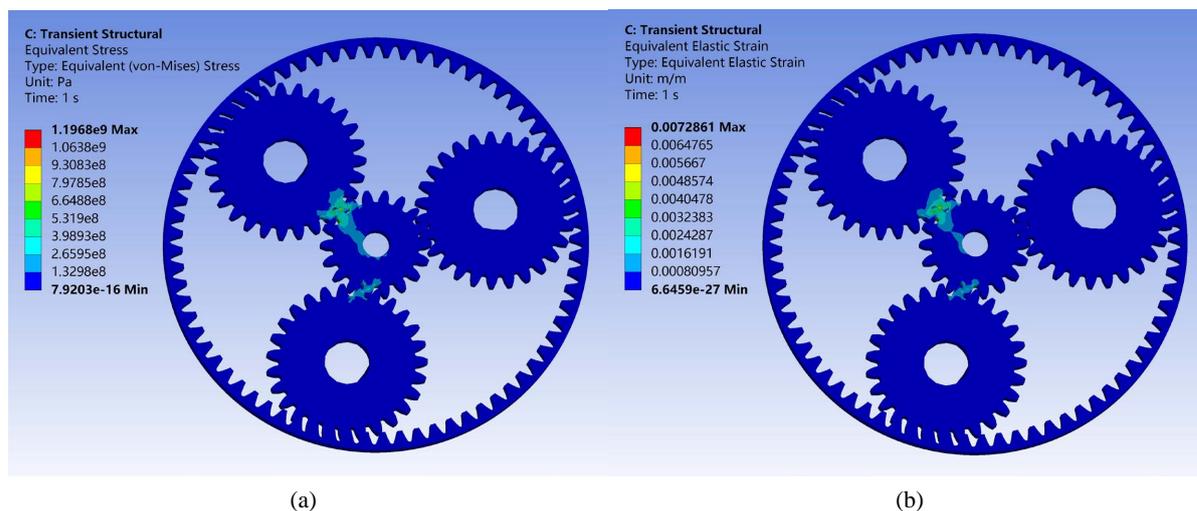


Figure 7. Transient dynamic simulation results of planetary gear reducer. (a) Equivalent stress; (b) Equivalent strain
图 7. 行星齿轮减速器瞬态动力学模拟结果。(a) 等效应力; (b) 等效应变

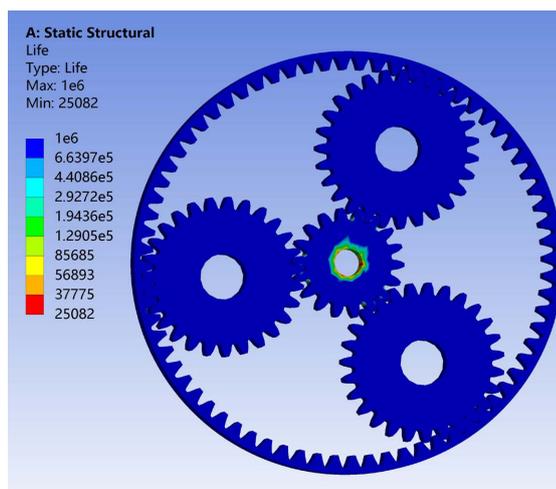


Figure 8. Overall life cloud map of planetary gear reducer
图 8. 行星齿轮减速器整体寿命云图

5. 总结

本文选用行星齿轮减速器作为研究对象, 设计齿轮参数并用理论公式对其齿面和齿根进行强度校核, 利用三维软件简化建模, 最后通过 ANSYS Workbench 对其进行有限元分析和模态分析, 能够为行星齿轮减速箱的设计和 optimization 分析奠定良好基础。

通过静力学与模态分析揭示了减速器关键区域的应力分布与动态特性, 但受限于模型简化及分析维度, 仍存在进一步优化的空间。基于当前结果, 在实际设计中可以优先优化输出轴键槽过渡区的几何轮廓, 如采用双圆弧替换单尖角结构, 以降低约 15%~20% 的局部应力集中; 同时建议在齿轮啮合面实施微

观修形, 从而抑制高阶模态引发的共振风险。未来研究可以重点拓展三个方向:

- 1) 构建瞬态动力学 - 疲劳损伤耦合分析框架, 结合实测载荷谱量化齿轮系统的时变寿命损耗;
- 2) 开发考虑制造误差与装配预紧力的多物理场精细化模型, 提升仿真与实测数据的一致性;
- 3) 引入机器学习算法建立参数敏感度映射关系, 实现减速器拓扑结构与动态特性的协同优化。

这些改进措施不仅可提升减速器在极端工况下的可靠性, 还将为高功率密度传动系统的模块化设计提供理论支撑。

参考文献

- [1] 钟旭城, 田浩男, 肖青峰, 等. 基于 FSEC 行星齿轮减速器的设计与性能分析[J]. 科技与创新, 2024(6): 76-78.
- [2] 陈铁娟, 张鑫楠, 董雪莲, 等. 行星齿轮减速器的优化设计[J]. 中国机械, 2024(1): 12-15.
- [3] 桂伟. 精密行星减速器优化设计与结构可靠性分析[D]: [硕士学位论文]. 郑州: 中原工学院, 2024.
- [4] 王延忠, 黄天鹏, 孟昭军, 等. 减速电机一体式联接方式动力学及有限元分析[J]. 煤矿机械, 2023, 44(3): 74-77.
- [5] 白杨, 黄杰文, 汪茂根, 等. 差速器齿轮失效分析[J]. 失效分析与预防, 2021, 16(5): 353-357.
- [6] 高志远, 晏芙蓉. 基于 ANSYS Workbench 的行星齿轮减速器仿真分析[J]. 机电工程技术, 2024, 53(9): 104-107.
- [7] 刘凯文. 航天两自由度行星减速器的设计与动力学研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京理工大学, 2019.