

锥齿轮径向变位系数对差速器承载特性的影响

席俊杰¹ 暴梦浩² 梁兆威² 李凯旋² 曾光² 张义帅² 刘元朋²

(1. 郑州航空工业管理学院 创新创业中心, 郑州 450046)

(2. 郑州航空工业管理学院 机械工程学院, 郑州 450046)

摘要:【目的】国内外学者已针对不同变位系数下齿轮的动态特性开展研究, 但关于径向变位系数与载荷双重变量对差速器锥齿轮应力变化规律的影响仍不明确。依托现有研究基础, 重点探究不同径向变位系数、不同载荷条件下差速器行星齿轮副的等效应力变化规律, 并对差速器锥齿轮进行模态分析。【方法】首先, 以径向变位系数为自变量, 对行星齿轮及半轴齿轮分别进行径向正变位及径向负变位的构型; 其次, 以半轴齿轮所受转矩为自变量, 对不同径向变位系数的行星齿轮及半轴齿轮模型在边界条件上施加3种转矩; 最后, 使用非线性接触分析单元进行接触和力学性能分析, 求解齿轮应力分布。【结果】结果表明, 在锥齿轮啮合时, 应力最大位置处于齿轮根部; 在不同转矩的加载下, 随着行星齿轮的径向变位系数 x_1 从0.1增至0.2时, 齿根处最大应力减小, 啮合线处平均应力增大; 当半轴齿轮径向变位系数 x_2 从-0.1减小至-0.2时, 齿轮齿根处最大应力增大, 啮合线处平均应力也增大。对差速器行星齿轮及半轴齿轮进行模态分析的结果显示, 随着正、负变位系数的增加, 半轴齿轮、行星齿轮的最大固有频率与最大空间位移逐渐增加。

关键词: 锥齿轮; 数值分析; 模态分析; 径向变位系数

中图分类号: TH132 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.005

0 引言

汽车差速器作为车辆传动系统中的关键部件, 主要负责在车辆转弯时合理分配左右车轮的转矩和转速, 差速器中的齿轮副传动动态啮合性能对传动系统的振动、噪声、传递效率以及平稳性具有重要影响^[1]。齿轮副传动动态啮合性能受多重因素影响, 例如, 材料性能、齿形、变位系数和制造装配误差等。变位系数作为齿轮传动关键参数之一, 其取值不仅关系到齿轮的啮合性能, 还显著影响差速器齿轮传动的承载能力、接触应力以及振动特性等。

目前, 国内外已有许多有关变位系数对汽车差速器齿轮传动动态特性分析的研究成果。在动态特性方面, 李林鑫等^[2-3]基于差速器传动齿轮三维模型, 对差速器齿轮的运动特性进行了有限元模拟。ZENG等^[4]利用数学和有限元分析结合的方法模拟了差速器中直齿锥齿轮传动的过程及啮合性能。刘红梅等^[5]基于啮合特性的静态均载分析方法来改善直齿锥齿

分支传动系统的性能, 为差速器均载分析提供了理论参考。LI等^[6-7]建立直齿锥齿轮精确三维模型, 通过有限元法模拟研究了直齿锥齿轮动力学特性, 并进行了模态分析。MIKLOS等^[8]对汽车主传动装置和差速器进行3D建模和计算仿真, 研究了道路车辆差速器的动力学特性。LIU等^[9]采用集总质量的方法, 分析了加工精度、齿面改性、装配误差对齿轮振动特性的影响。在变位系数对齿轮性能影响方面, 刘学良等^[10]通过改变齿轮的变位系数, 利用模态分析和Matlab软件研究改善齿轮的振动特性。王偲怡等^[11]基于拉格朗日动力学建立斜齿轮的动力学模型, 研究了不同变位系数对其动态特性的影响。李刘伟等^[12]利用有限元法模拟研究了变位系数对高速齿轮副变形量和最大应力的影响。吕瑞杰等^[13]运用多体动力学和有限元仿真的方法, 研究了不同载荷、不同变位系数、不同螺旋角对斜齿轮啮合动态特性的影响。

综上所述, 国内外学者对不同变位系数下的齿轮动态特性开展了研究, 但有关不同径向变位系数、不

收稿日期: 2025-03-03

基金项目: 河南省自然科学基金项目(252300420065); 河南省科技攻关项目(252102321073, 242102221035, 232102230052, 242102230057)

作者简介: 席俊杰, 男, 1966年生, 河南巩义人, 教授, 硕士研究生导师; 主要研究方向为航空复合材料及绿色制造; 136739758310@163.com。

张义帅(通信作者), 男, 1984年生, 河南叶县人, 工学博士, 高级工程师; 主要研究方向为高性能齿轮抗疲劳制造; zhangyishuai@zua.edu.cn。

引用格式: 席俊杰, 暴梦浩, 梁兆威, 等. 锥齿轮径向变位系数对差速器承载特性的影响[J]. 机械传动, 2026, 50(3): 38-46.

XI Junjie, BAO Menghao, LIANG Zhaowei, et al. Impact of radial modification coefficient of bevel gears on load-bearing characteristics of differential[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 38-46.



免费获取

同载荷下引起的差速器锥齿轮应力的变化规律尚不清晰。为此, 本文基于已有研究成果, 对不同径向变位系数、不同载荷下的差速器行星齿轮副的等效应力变化规律进行研究, 并对差速器锥齿轮进行模态分析, 以期对差速器锥齿轮传动的设计提供支撑。

1 模型设计及接触应力理论验证

1.1 锥齿轮模型设计

本文利用数值分析的方法开展对称式锥齿轮差速器的研究。在分析差速器的锥齿轮副时, 简化整个差速器系统以大幅提高计算效率, 具体为简化差速器壳体, 仅保留行星齿轮和半轴齿轮的关键几何结构及其啮合关系。差速器锥齿轮如图1所示。本文研究重点是分析不同径向变位系数对差速器锥齿轮动力学特性的影响。为了达到大小齿轮强度相对平衡、提高齿轮啮合整体强度、确保齿轮寿命的一致性, 此次模拟对两个齿轮分别进行径向正变位与径向负变位。其中, 对小齿轮(行星齿轮)进行径向正变位; 对大齿轮(半轴齿轮)进行径向负变位。

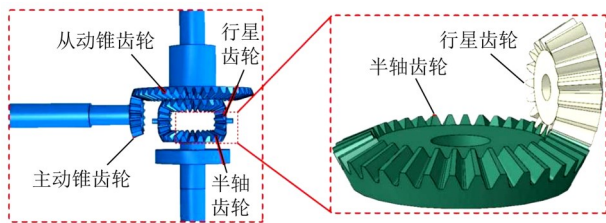


图1 差速器锥齿轮

Fig. 1 Differential bevel gear

小齿轮进行径向正变位, 目的是增加齿面强度; 而大齿轮进行径向负变位, 是要降低齿轮强度; 从而达到两齿轮寿命的一致性。径向变位可以避免根切、提高轮齿承载能力、改善传动性能。其中, 高变位计算简单且应用较广。行星齿轮径向变位系数 x_1 的变化为0.2、0.15、0.1, 半轴齿轮的径向变位系数 x_2 与之相对应, 为-0.2、-0.15、-0.1; $x_1=-x_2$ 为高变位。图2为不同径向变位系数下差速器锥齿轮示意图。

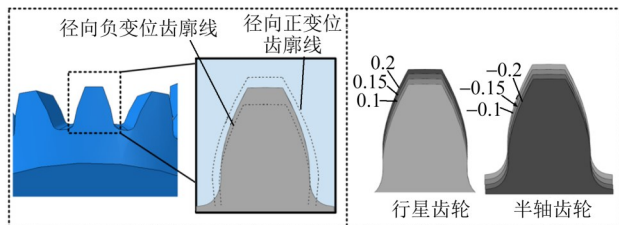


图2 不同径向变位系数下的差速器锥齿轮示意图

Fig. 2 Schematic diagram of differential bevel gears under different radial modification coefficients

正变位时, 齿顶圆和齿根圆增大, 齿顶高增大, 齿根高减小, 分度圆与齿根圆齿厚增加, 齿顶变尖; 负变位时则相反。差速器锥齿轮参数如表1所示。其

中, 齿宽、公法线长度、跨测齿数的大小与齿轮变位系数一一对应。

表1 差速器锥齿轮参数

Tab. 1 Parameters of differential bevel gears

参数	行星齿轮	半轴齿轮
齿数	14	21
径向变位系数	0.1、0.15、0.2	-0.1、-0.15、-0.2
模数/mm	5	5
齿形角/(°)	20	20
齿顶高系数	1	1
齿宽/mm	17.043、17.038、 17.031	17.064、17.070、 17.077
节锥角/(°)	33.7	56.3
节圆直径/mm	70	105
齿顶圆直径/mm	78.32	110.55
公法线长度/mm	27.41、29.05、30.65	32.87、31.26、29.56
跨测齿数	2.27、2.37、2.46	2.65、2.55、2.45

1.2 锥齿轮材料属性及网格划分

考虑到汽车差速器可能会在高负载和恶劣环境下工作, 应确保其工作性能和耐久性以及有足够的强度承受传递的转矩, 本文中材料采用高强度20CrMnTi合金钢。20CrMnTi材料属性如表2所示^[14]。

表2 20CrMnTi材料属性

Tab. 2 Material properties of the 20CrMnTi

材料属性	弹性模量/ MPa	泊松比	密度/ (kg/m ³)	拉伸强 度/MPa	屈服强 度/MPa
数值	2.06×10 ⁵	0.3	7 900	1 100	850

本文中锥齿轮模型整体采用四面体网格进行划分。由于行星齿轮与半轴齿轮运动过程中涉及接触分析, 故对行星齿轮与半轴齿轮接触部位进行网格细化。在非接触部位, 网格划分采用1.5 mm的尺寸进行划分; 在主要接触部分, 网格尺寸为1 mm。精细划分完成后共有318 711个单元, 如图3所示。

有限元模型

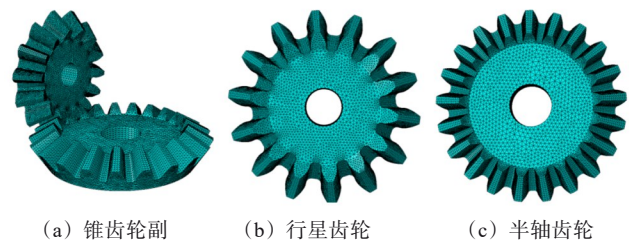


图3 网格划分

Fig. 3 Mesh generation

1.3 锥齿轮约束与载荷

本文是通过在行星齿轮参考点上施加转速、在半轴齿轮参考点上施加转矩的方法来进行模拟仿真的。其中, 差速器的计算转矩 T_d 需要采用实际的汽

车参数进行计算。本文的模拟分析采用表3所示的某型号轿车参数来进行。

表3 某汽车基本参数

Tab. 3 Basic parameters of a certain automobile

名称	数值
车辆整备质量/kg	1 740
总质量/kg	2 360
最大转矩/(N·m)	240
最大功率/kW	190
轴距/mm	3 094
最高车速/(km/h)	225
变速器传动比	1.079~3.769
主减速器传动比	3.07
轮胎规格	185/65 R15

差速器的计算转矩[式(1)]取由发动机最大转矩、最低挡传动比确定的从动锥齿轮计算转矩 T_{ce} [式(2)]和由驱动打滑转矩确定的从动锥齿轮计算转矩 T_{cs} [式(3)]的最小值。通过差速器计算转矩即可计算出半轴齿轮转矩 T [式(4)]。

$$T_d = \min [T_{ce}, T_{cs}] \quad (1)$$

$$T_{ce} = \frac{k_d T_{emax} k i_1 i_i i_0 \eta}{n_1} \quad (2)$$

式中, k_d 为猛接离合器所产生的动载系数; T_{emax} 为发动机最大转矩; k 为液力变矩器变矩系数; i_1 为变速器1挡的传动比, $i_1=1.077$; i_i 为主减速器传动比; i_0 为分动器传动比; η 为发动机到差速器之间的传动系统总效率; n_1 为驱动桥数。

$$T_{cs} = \frac{G_2 \varphi m'_2 r_r}{\eta_m i_m} \quad (3)$$

式中, G_2 为满载状态下一个驱动桥上的静载荷; φ 为轮胎与路面的附着系数; m'_2 为汽车最大加速度时的后轴负荷转移系数; r_r 为车轮滚动半径; η_m 为主减速器主动齿轮到车轮之间的传动效率; i_m 为主减速器主动齿轮到车轮之间的传动比。

$$T = \frac{T_d \times 0.6}{n} \quad (4)$$

式中, n 为差速器半轴齿轮的个数。

由汽车具体参数计算出的差速器的计算转矩为4 748.7 N·m, 施加在半轴齿轮上的转矩为1 424.9 N·m。考虑到汽车在超载或者恶劣环境下工作, 同时为了确保锥齿轮模拟数据的真实性, 在计算半轴齿轮上转矩为1 424.9 N·m的状况后, 对锥齿轮上转矩分别为1 500 N·m和1 600 N·m时的状况进行仿真。

1.4 接触应力有限元解与理论解验证

图4为齿轮副啮合过程示意图。行星齿轮齿根与半轴齿轮齿顶于 B_2 点开始进入啮合, 直至行星齿轮齿顶和半轴齿轮齿根在 B_1 点脱离啮合。在齿轮啮合期间, 齿轮副的接触可被看作两个圆心分别为 N_1 点与 N_2 点、半径随时间变化的圆柱体接触。由图4所示的赫兹接触模型可知, 2个半径分别为 R_1 和 R_2 的弹性圆柱体表面在载荷 Q 的作用下, 从 B_2 点开始相互接触。将式(5)代入式(6)可求出最大理论接触应力 P_{max} 。

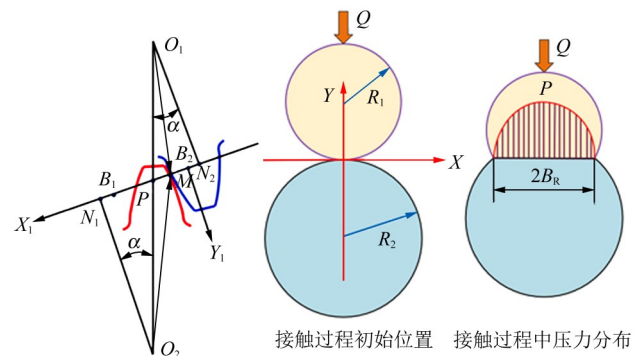


图4 赫兹接触模型

Fig. 4 Model of the Hertzian contact

在差速器运行过程中, 行星轮系作为动力传递核心组件, 其运动约束机制需满足特定边界条件。针对该传动系统的有限元建模, 采取以下约束策略: 将半轴齿轮设定为动力输出端并施加全自由度约束, 以此消除刚体平动位移; 对行星齿轮实施圆柱副约束, 仅保留绕回转轴线的旋转自由度。通过节点-曲面耦合技术向行星轮系施加转矩载荷, 最终完成传动机构的动力学仿真计算。载荷及边界条件的施加如图5所示。

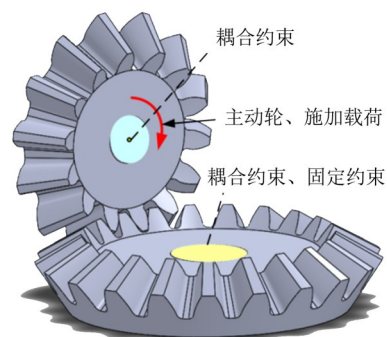


图5 边界条件

Fig. 5 Boundary conditions

需注意, 对锥齿轮进行赫兹应力计算时, 应将锥齿轮转化为与之对应的当量齿轮, 将齿数 z 作为锥齿轮的当量齿数进行计算。当量齿数计算式如式(7)所示。基于齿轮数据求得的最大理论接触应力 P_{max}

为2 451 MPa。

$$\begin{cases} R_1 = |N_1 B_2| - x_M \\ R_2 = |N_2 B_2| + x_M \end{cases} \quad (5)$$

$$P_{\max} = \sqrt{Q\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right) / \left[\pi L \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}\right)\right]} \quad (6)$$

$$z_v = z / \cos \delta \quad (7)$$

式中, $|N_1 B_2|$ 、 $|N_2 B_2|$ 分别为线段 $N_1 B_2$ 、 $N_2 B_2$ 的长度; x_M 为任一啮合点 M 在坐标系 $X_1 B_2 Y_1$ 中 X_1 方向的坐标值; L 为两弹性圆柱体的有效接触长度; $R_i (i = 1, 2)$ 为第 i 个弹性圆柱体的接触半径; $E_i (i = 1, 2)$ 为第 i 个弹性圆柱体的弹性模量; $\nu_i (i = 1, 2)$ 为第 i 个弹性圆柱体的泊松比; z_v 为当量齿轮齿数; z 为锥齿轮齿数; δ 为分度圆锥角。

齿面接触应力数值分析运算结果如图6所示。上述运用赫兹理论所算的最大接触应力与齿面接触应力有限元分析运算结果的比较如下: 齿面最大接触应力的理论计算值为2 451 MPa, 有限元分析值为2 424 MPa, 二者的偏差约为1.1%。

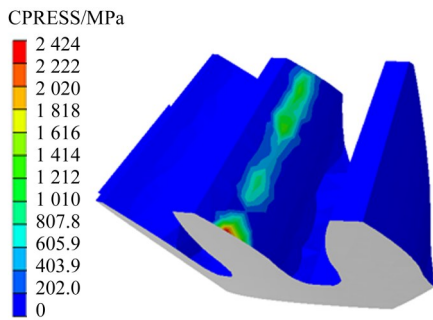


图6 接触应力有限元仿真结果

Fig. 6 Finite element simulation results of the contact stress

由上述数据分析中可清晰得知, 有限元方法模拟得到的最大接触应力值(2 424 MPa)相较于通过赫兹理论公式计算得出的理论值(2 451 MPa)略微偏低, 有效印证了有限元分析的准确性。经理论分析, 可认为有限元分析结果更接近实际工况。

2 锥齿轮数值分析结果

为了更准确地研究径向变位系数对差速器锥齿轮接触应力及应力分布的影响, 在边界条件及其他条件设置不变的情况下, 只考虑径向变位系数对差速器锥齿轮的影响。图7为转矩分别为1 424.9 N·m、1 500 N·m和1 600 N·m时行星齿轮的等效应力云图。观察齿轮等效应力云图可知, 无论是行星齿轮还是半轴齿轮, 在啮合时齿轮根部应力最大; 且随着转矩的增大, 齿轮的最大应力也增大。

为了更直观地观察差速器锥齿轮根部与齿轮啮合

部位的应力分布, 对半轴齿轮及行星齿轮的啮合齿根部位置与啮合位置进行应力数据提取, 提取位置如图8所示。图8(a)、图8(c)所示为行星齿轮的节点提取位置及方向, 图8(b)、图8(d)所示为半轴齿轮的节点提取位置及方向。

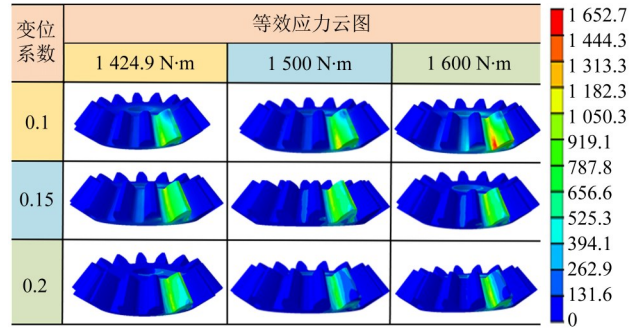


图7 行星齿轮等效应力云图

Fig. 7 Equivalent stress contour plots of the planetary gear

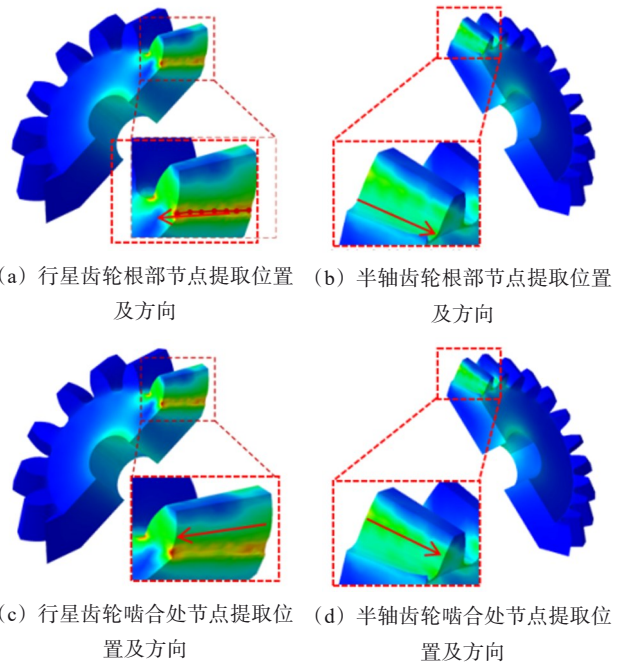
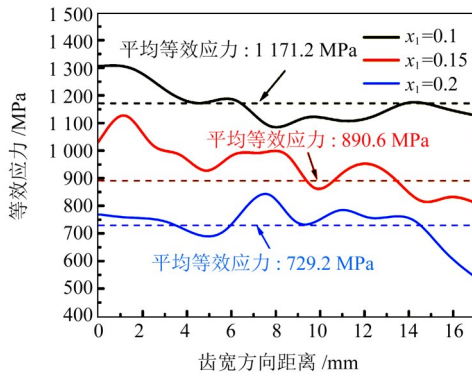


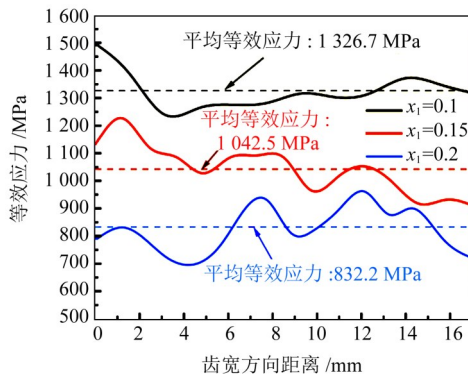
图8 提取路线及方向

Fig. 8 Extraction route and direction

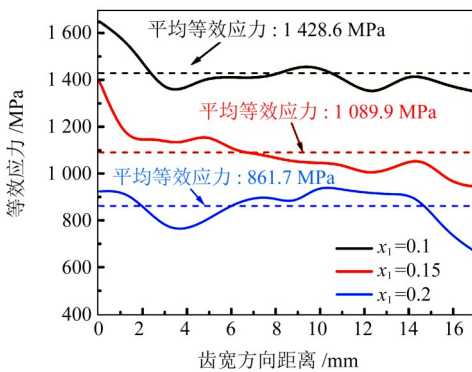
行星齿轮根部节点的等效应力提取结果如图9所示。其中, 图9(a)所示为转矩1 424.9 N·m时行星齿轮根部应力分布; 图9(b)所示为转矩1 500 N·m时行星齿轮根部应力分布; 图9(c)所示为转矩1 600 N·m时行星齿轮根部应力分布。观察图9可以发现, 在不同转矩下, 随着行星齿轮正径向变位系数的增加, 根部最大应力逐渐减小。在转矩为1 424.9 N·m时, 随着行星齿轮径向变位系数 x_1 从0.1增至0.2, 齿轮根部节点的平均应力也从1 171.2 MPa减小至729.2 MPa; 且随着转矩的增大, 行星齿轮根部最大应力逐渐增大。



(a) 转矩 1 424.9 N·m



(b) 转矩 1 500 N·m

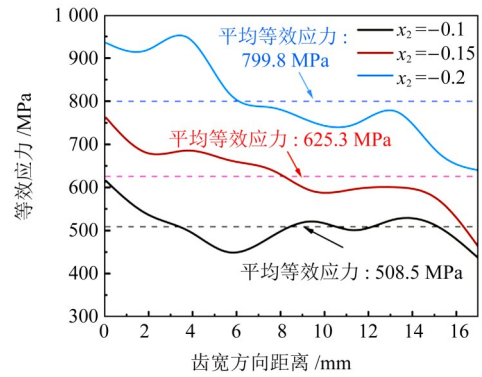


(c) 转矩 1 600 N·m

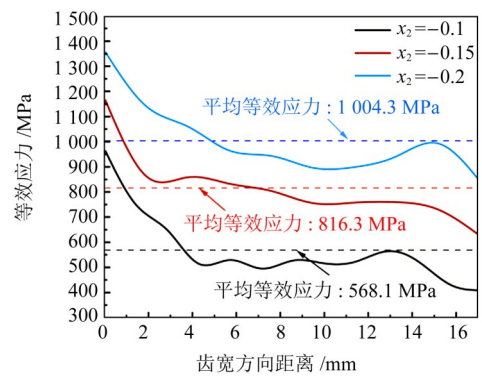
图9 不同转矩下行星齿轮根部等效应力分布

Fig. 9 Equivalent stress distribution at the root of planetary gears under different torques

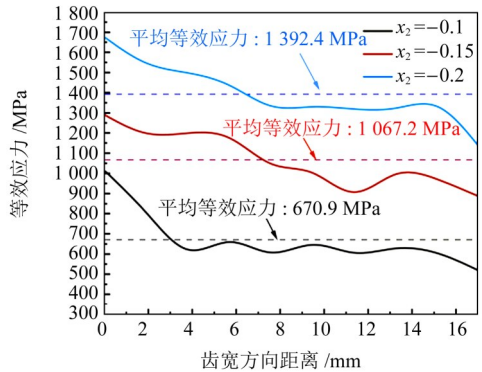
半轴齿轮根部节点的等效应力提取结果如图10所示。其中,图10(a)所示为转矩1 424.9 N·m时半轴齿轮根部应力分布;图10(b)所示为转矩1 500 N·m时半轴齿轮根部应力分布;图10(c)所示为转矩1 600 N·m时半轴齿轮根部应力分布。同理,观察图10可以发现,不同转矩下,随着半轴齿轮的径向变位系数 x_2 从-0.1减小至-0.2,根部最大应力逐渐增大。在转矩为1 424.9 N·m时,随着半轴齿轮负径向变位系数的增大,齿轮根部节点的平均应力也从508.5 MPa增大至799.8 MPa;且随着转矩的增大,半轴齿轮根部最大应力也同样逐渐增大。



(a) 转矩 1 424.9 N·m



(b) 转矩 1 500 N·m



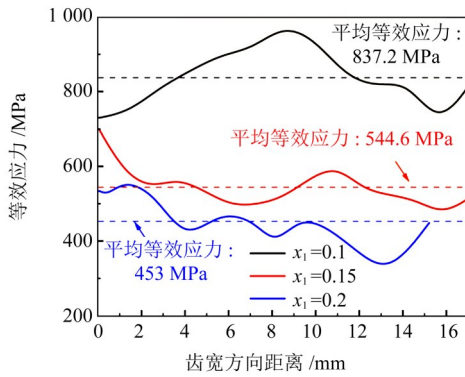
(c) 转矩 1 600 N·m

图10 不同转矩下半轴齿轮根部等效应力分布

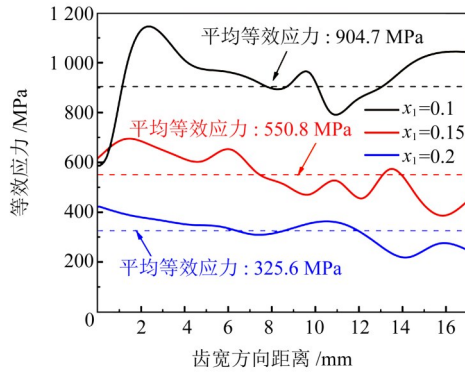
Fig. 10 Equivalent stress distribution at the root of side gears under different torques

行星齿轮啮合处节点的等效应力提取结果如图11所示。其中,图11(a)所示为转矩1 424.9 N·m时行星齿轮啮合处应力分布;图11(b)所示为转矩1 500 N·m时行星齿轮啮合处应力分布;图11(c)所示为转矩1 600 N·m时行星齿轮啮合处应力分布。观察图11可以发现,不同转矩下,行星齿轮径向变位系数 x_1 从0.1增至0.2时,行星齿轮啮合部位与齿轮根部的应力分布规律相反,随着行星齿轮正径向变位系数增大,齿轮啮合处最大应力逐渐减小。在转矩为1 424.9 N·m时,径向变位系数 x_1 从0.1增至0.2,行星齿轮啮合部位节点的平均应力从837.2 MPa减小至453 MPa;而随着转矩的增加,啮合处的最大应力

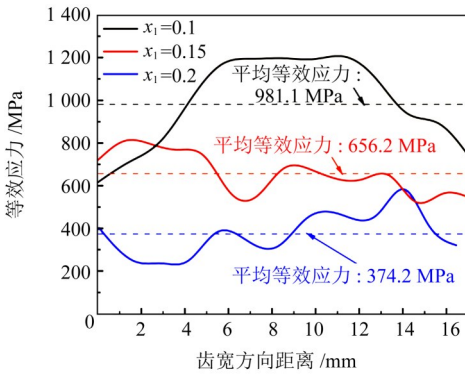
变化规律与齿轮根部相同, 也逐渐增大。



(a) 转矩 1 424.9 N·m



(b) 转矩 1 500 N·m

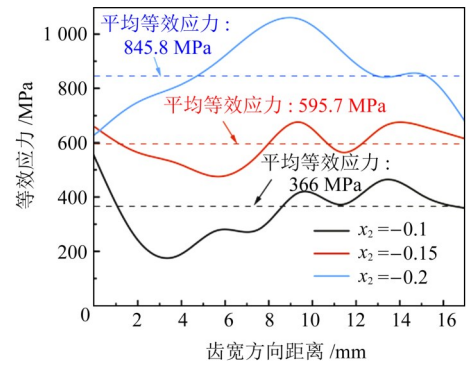


(c) 转矩 1 600 N·m

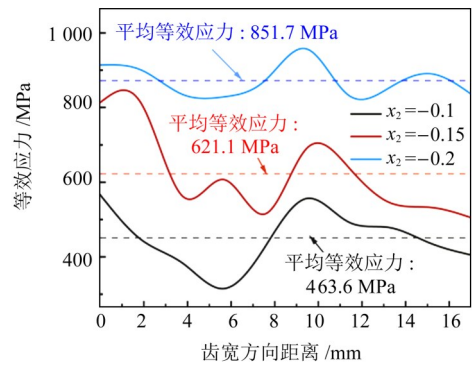
图 11 不同转矩下行星齿轮啮合处等效应力分布

Fig. 11 Equivalent stress distribution at the meshing points of planetary gears under different torques

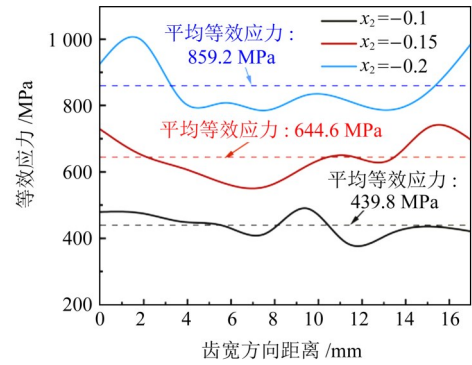
半轴齿轮啮合处节点的等效应力提取结果如图 12 所示。其中, 图 12(a)所示为转矩 1 424.9 N·m 时半轴齿轮啮合处应力分布; 图 12(b)所示为转矩 1 500 N·m 时半轴齿轮啮合处应力分布; 图 12(c)所示为转矩 1 600 N·m 时半轴齿轮啮合处应力分布。同理, 观察图 12 可以发现, 不同转矩下, 半轴齿轮的径向变位系数 x_2 从 -0.1 减小至 -0.2, 啮合处最大应力逐渐增大。在转矩为 1 424.9 N·m 时, 随着半轴齿轮径向变位系数的增大, 行星齿轮啮合处节点的平均应力也从 366 MPa 增大至 845.8 MPa; 且随着转矩的增大, 啮合处最大应力也同样逐渐增大。



(a) 转矩 1 424.9 N·m



(b) 转矩 1 500 N·m



(c) 转矩 1 600 N·m

图 12 不同转矩下半轴齿轮啮合处等效应力分布

Fig. 12 Equivalent stress distribution at the meshing points of side gears under different torques

为了进一步验证差速器锥齿轮根部等效应力的分布, 对行星齿轮根部一节点处等效应力随时间变化的数据进行提取。图 13 为提取节点示意图。

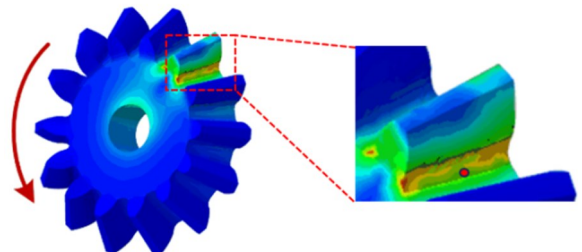


图 13 应力随时间变化节点位置示意图

Fig. 13 Schematic diagram of the nodal positions where the stress varies with the time

提取结果如图14所示。图14(a)所示为1 424.9 N·m时行星齿轮齿根节点应力随时间的变化；图14(b)所示为1 500 N·m时行星齿轮齿根节点应力随时间的变化；图14(c)所示为1 600 N·m时行星齿轮齿根节点应力随时间的变化。上述结果再一次验证了行星齿轮随着径向变位系数 x_1 的增大，齿轮根部最大应力减小。

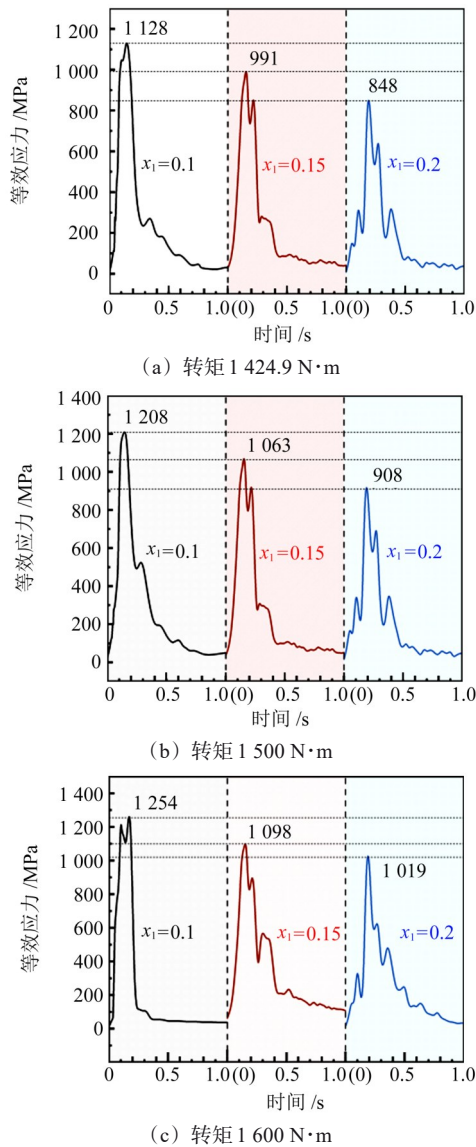


图14 不同转矩下行星齿轮齿根节点等效应力随时间的变化

Fig. 14 Variation of the equivalent stress with the time at the tooth root nodes of planetary gears under different torques

3 模态分析

模态分析作为结构件振动分析的关键步骤，可以计算出结构的固有频率和振型，将结构件的固有频率与外界激励频率进行比较分析，避免发生由于二者模态相近所引起的共振现象，同时可根据振型结果所显示的薄弱环节来进行结构的优化设计^[15-16]。

在汽车工程领域，差速器作为传动系统的核心组件，在车辆行驶过程中持续承受振动影响，同时还会

接收来自发动机等部件的振动传递。为了防止差速器锥齿轮与其他部件因振动频率重叠而发生共振，进而引发故障或损坏，对行星齿轮及半轴齿轮进行模态分析十分重要。在此过程中，构建并求解行星齿轮副的振动方程是关键步骤，该方程能够精确描述其振动行为，为优化设计和故障预防提供科学依据。

图15为不同变位系数下行星齿轮的模态分析前10阶结果图。

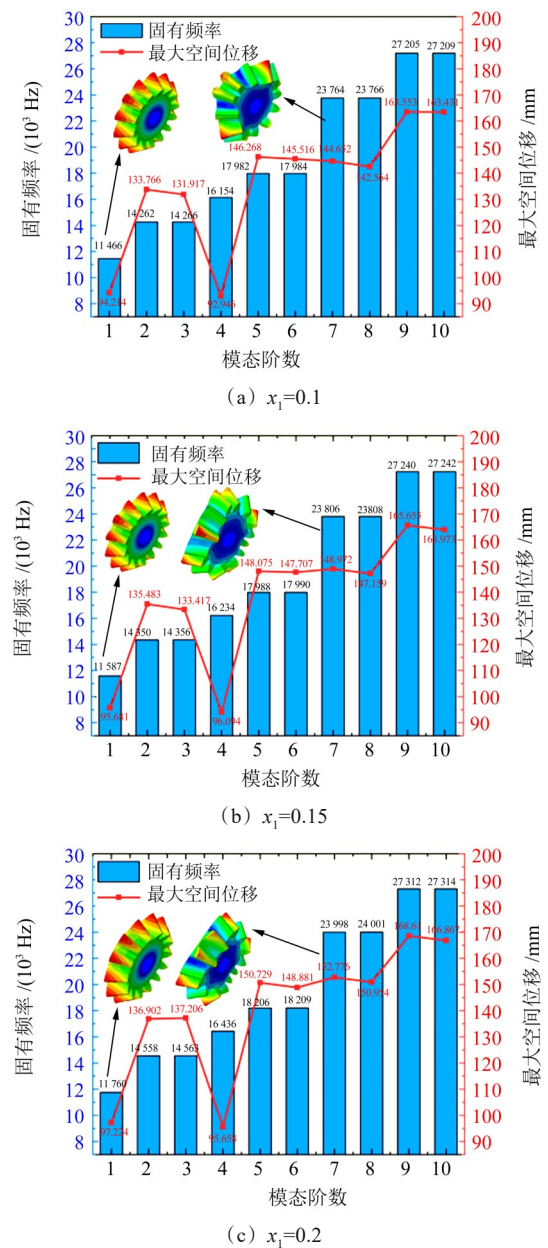


图15 不同变位系数下行星齿轮模态分析前10阶结果

Fig. 15 Results of the first 10 modal orders for planetary gears under different modification coefficients

图16为不同变位系数下半轴齿轮的模态分析前10阶结果图。其中，不同变位系数下行星齿轮与半轴齿轮的前10阶固有振动频率大体呈增加趋势，且随着正负变位系数的增加，半轴齿轮与行星齿轮的最大固有频率与最大空间位移逐渐增加。

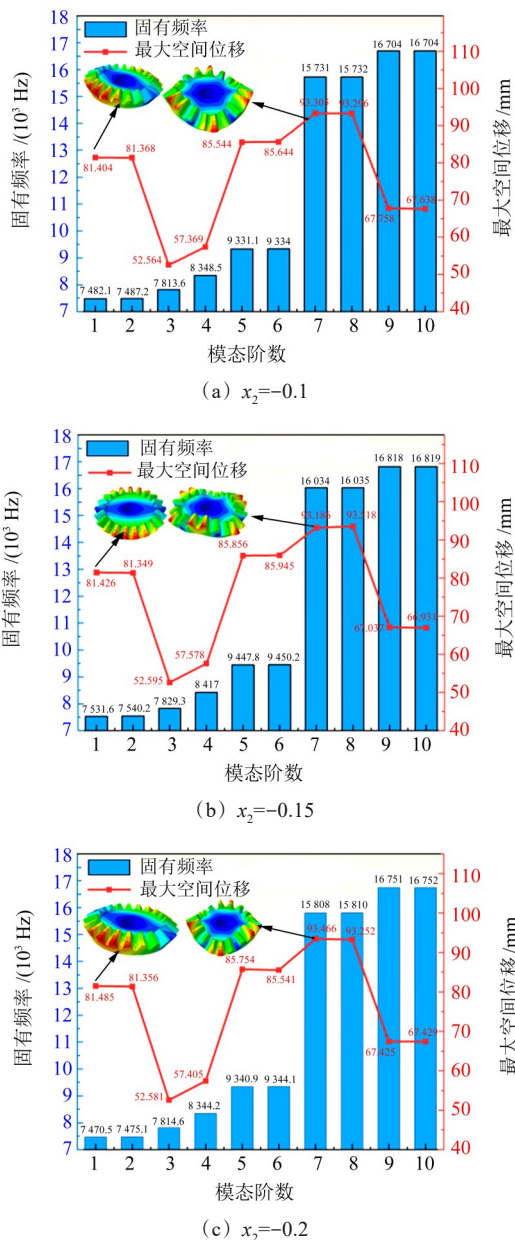


图16 不同变位系数下半轴齿轮模态分析前10阶结果

Fig. 16 Results of the first 10 modal orders for side gears under different modification coefficients

通过对差速器锥齿轮的模态分析可知, 锥齿轮在前3阶模态振动比较平缓, 在第4阶模态出现弯曲变形, 第6~10阶模态出现了扭振变形和严重变形。故在差速器运转过程中, 施加振动激励应该避免高阶模态运行, 防止出现共振现象, 应尽可能在1~3阶模态频率内运行, 避免锥齿轮出现严重变形, 引发行驶过程中的安全事故。

4 结论

研究了中大型轿车差速器锥齿轮的承载特性。对不同径向变位系数的半轴齿轮及行星齿轮模型进行不同载荷及边界条件的施加, 使用非线性接触分析单元进行接触及静力学分析, 并且对行星齿轮正

径向变位系数 $x_1=0.15$ 和半轴齿轮负径向变位系数 $x_2=-0.15$ 时进行了模态分析。得出以下结论:

1) 对行星齿轮与半轴齿轮分别进行正变位与负变位后发现: 不同转矩施加下, 随着行星齿轮的正径向变位系数从0.1增至0.2, 根部最大应力逐渐减小; 半轴齿轮的负径向变位系数从-0.1减小至-0.2, 根部最大应力逐渐增大; 而两齿轮啮合部位应力变化规律与根部变化规律相反。

2) 对3种不同正径向变位系数下行星齿轮的根部节点进行应力随时间变化的数据提取。结果说明, 不同正径向变位系数的行星齿轮应力随时间变化时, 总体上依旧是正径向变位系数越大, 最大应力越小。

3) 通过对锥齿轮的模态分析可知, 不同变位系数下, 行星齿轮与半轴齿轮的前10阶固有振动频率大体呈增加趋势; 且行星齿轮与半轴齿轮随着正、负变位系数的增加, 其最大固有频率与最大空间位移逐渐增加。

参 考 文 献

[1] WANG J H, YANG J W, LIN Y L, et al. Analytical investigation of profile shifts on the mesh stiffness and dynamic characteristics of spur gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 167: 104529.

[2] 李林鑫, 崔志亮, 赖莉莉, 等. 基于汽车差速器齿轮热锻二次成形齿顶面折叠缺陷的成形数字仿真及工艺研究 [J]. 锻压技术, 2022, 47(3): 23-27.

LI Linxin, CUI Zhiliang, LAI Lili, et al. Forming digital simulation and process research based on tooth top surface folding defect in hot forging secondary forming for automobile differential gear [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47(3): 23-27.

[3] 林超, 冉贵, 徐萍. 端曲面齿轮防滑差速器运动特性分析与仿真 [J]. 机械传动, 2023, 47(1): 88-95.

LIN Chao, RAN Gui, XU Ping. Motion characteristics analysis and simulation of limited slip differential with curve-faced gear pair [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(1): 88-95.

[4] ZENG Q L, WANG K, WAN L R. Modelling of straight bevel gear transmission and simulation of its meshing performance [J]. International Journal of Simulation Modelling, 2018, 17 (3) : 521-533.

[5] 刘红梅, 蒋进科, 刘钊. 基于啮合特性直齿锥齿轮分支传动静力学均载分析 [J]. 机械传动, 2021, 45(1): 29-33.

LIU Hongmei, JIANG Jinke, LIU Zhao. Analysis of static load sharing based on meshing characteristic for straight bevel gear split transmission [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45 (1): 29-33.

[6] LI F J, WANG E M, TANG X, et al. Strength and contact modal analysis of aerospace bevel gears [C]//Fourth International Conference on Mechanical, Electronics, and Electrical and Automation Control (METMS 2024). SPIE, 2024: 2062-2069.

[7] GOU X F, LI G Y, ZHU L Y. Dynamic characteristics of a straight bevel gear drive system considering multi-state meshing and time-

- varying parameters [J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 171:104779.
- [8] MIKLOS I Z, MIKLOS C C, ALIC C I. Dynamic simulation of the differential gear in road vehicles [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2714(1):012017.
- [9] LIU F, CHEN Y H, LU B B, et al. Study on the vibration characteristics of worm helical gear drive [J]. Mechanism and Machine Theory, 2024, 191:105484.
- [10] 刘学良, 翟国栋, 梁子豪. 基于 Workbench 研究变位系数对齿轮振动特性的影响 [J]. 包装工程, 2016, 37(15):156-161.
LIU Xueliang, ZHAI Guodong, LIANG Zihao. Variation coefficient's influence on the vibration performance of gear based on Workbench [J]. Packaging Engineering, 2016, 37(15):156-161.
- [11] 王偌怡, 杨建伟, 王金海. 变位设计对斜齿轮系统动态特性影响研究 [J]. 机械传动, 2024, 48(8):1-8.
WANG Ruoyi, YANG Jianwei, WANG Jinhai. Study on the influence of modified design on the dynamic characteristics of the helical gear system [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2024, 48(8):1-8.
- [12] 李刘伟, 程鲲. 变位系数对超高转速齿轮副的疲劳寿命优化 [J]. 机械设计与制造, 2021(1):245-249.
LI Liuwei, CHENG Kun. Optimization of fatigue life of ultra-high speed gear pair by modification coefficient [J]. Machinery Design & Manufacture, 2021(1):245-249.
- [13] 吕瑞杰, 韩炬, 杨再远. 变位系数与螺旋角对斜齿轮动态啮合特性的影响 [J]. 机械工程师, 2021(5):145-149.
LYU Ruijie, HAN Ju, YANG Zaiyuan. Influence of modification coefficient and helix angle on dynamic meshing characteristics of helical gears [J]. Mechanical Engineer, 2021(5):145-149.
- [14] 曾昊晗. 某电动汽车差速器锥齿轮缺陷研究与齿根优化设计 [D]. 南京:南京理工大学, 2021:15-16.
ZENG Haohan. Research on the defect of differential bevel gear of an electric vehicle and the optimum design of tooth root [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2021:15-16.
- [15] 陈应飞, 尹湘云, 王超, 等. 基于 ANSYS Workbench 的高速旋转轴天平动态校准装置的模态与谐响应分析 [J]. 机械, 2019, 46(7):11-16.
CHEN Yingfei, YIN Xiangyun, WANG Chao, et al. Modal analysis and harmonic response analysis of the dynamic calibration device of the high-speed rotary shaft based on ANSYS Workbench [J]. Machinery, 2019, 46(7):11-16.
- [16] 刘东涛, 柯周军, 郑建. 基于 ANSYS 的无轴推进器模态及谐响应分析 [J]. 机电设备, 2022, 39(4):26-33.
LIU Dongtao, KE Zhoujun, ZHENG Jian. Modal and harmonic response analysis of shaft-less rim-driven thrusters based on ANSYS [J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2022, 39(4):26-33.

Impact of radial modification coefficient of bevel gears on load-bearing characteristics of differential

XI Junjie¹ BAO Menghao² LIANG Zhaowei² LI Kaixuan² ZENG Guang²
ZHANG Yishuai² LIU Yuanpeng²

(1. Innovation and Entrepreneurship Center, Zhengzhou University of Aeronautics, Zhengzhou 450046, China)

(2. School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University of Aeronautics, Zhengzhou 450046, China)

Abstract: [Objective] Scholars at home and abroad have conducted research on the dynamic characteristics of gears under different modification coefficients. However, the influence of the dual variables of radial modification coefficient and load on the stress variation law of differential bevel gears remains unclear. Based on the existing research foundation, the variation law of equivalent stress of differential planetary gear pairs under different radial modification coefficients and different load conditions was mainly explored, and the modal analysis of differential bevel gears was also carried out. [Methods] Firstly, with the radial modification coefficient as the independent variable, separate configurations of positive and negative radial modifications were created for the planetary gear and side gear. Secondly, taking the torque applied to the side gear as the independent variable, three types of torques were imposed on the boundary conditions of the planetary gear and side gear models with different radial modification coefficients. Finally, non-linear contact analysis elements were employed to conduct contact and mechanical performance analyses and solve for the stress distribution of the gears. [Results] The results indicate that the maximum stress position of the bevel gears during meshing occurs at the gear roots. Under different torque loadings, as the radial modification coefficient x_1 of the planetary gear increases from 0.1 to 0.2, the maximum stress at the tooth root decreases, while the average stress along the meshing line increases. When the radial modification coefficient x_2 of the side gear decreases from -0.1 to -0.2, the maximum stress at the tooth root of the gear increases, and so does the average stress along the meshing line. The modal analysis results of the planetary gear and side gear in the differential show that as the positive and negative modification coefficients increase, the maximum natural frequency and maximum spatial displacement of both the side gear and planetary gear gradually increase.

Key words: Bevel gear; Numerical analysis; Modal analysis; Radial modification coefficient

(编辑: 刘欢欢)