

电驱动桥传动系统齿轮修形优化设计

孙浩南¹, 李伟^{1*}, 郭年程², 慕奇珉², 高阳²

1. 山东交通学院汽车工程学院, 山东 济南 250357; 2. 山东大学机械工程学院, 山东 济南 250061

摘要:为减小某重型汽车电驱动桥因啮合冲击、偏载及传动误差引发的振动噪声,基于分析软件建立其电驱动桥二级齿轮减速系统模型,将齿廓修形与齿向修形相结合,以最小化传动误差波动和齿面接触应力为优化目标进行多目标优化,确定一级、二级减速主动齿轮的渐开线齿廓斜度、渐开线齿廓鼓形、齿向斜度、齿向鼓形等修形参数,并进行仿真分析验证。结果表明:采用多目标寻优方法确定一级、二级减速主动齿轮的渐开线齿廓斜度分别为1.82、2.33 μm ,渐开线齿廓鼓形分别为2.01、0.15 μm ,齿向斜度分别为0.704、-3.200 μm ,齿向鼓形分别为0.185、0.443 μm ;优化后齿轮的仿真分析显示,传动误差峰峰值最大降幅为82.5%,齿轮最大接触应力最大降幅为18.8%,齿面单位长度载荷最大降幅为21.4%,优化后的齿轮应力分布及齿面载荷分布更均匀,有效减小了传动系统齿轮啮合振动噪声。

关键词:电驱动桥;传动误差;齿轮修形;多目标优化

中图分类号:U463.218

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)05-0092-08

引用格式:孙浩南,李伟,郭年程,等.电驱动桥传动系统齿轮修形优化设计[J].内燃机与动力装置,2025,42(5):92-99.

SUN Haonan, LI Wei, GUO Niancheng, et al. Optimization design of gear modification for an electric drive axle transmission system[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025,42(5):92-99.

0 引言

随着全球碳中和碳达峰战略的加速推进,电动汽车已成为交通领域低碳转型的核心载体^[1-2]。电驱动桥是商用车电动化发展的重要部件,其性能直接决定整车动力性、能效及驾乘舒适度^[3]。对比传统车桥,集成式电驱动桥采用电机、减速器一体化设计,结构更紧凑,在新能源商用车上得到广泛应用^[4]。对比汽油车,由于纯电动汽车电机转速的提高与发动机防护罩的缺失,电驱动桥噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)问题突出,尤其在高速、重载工况下,齿轮受弹性变形、热变形及装配误差影响,电驱动桥齿轮系统可能出现齿轮啮合振动噪声突出、齿面偏载加剧、传动效率衰减等问题。

合理的齿面修形量设计可改善齿轮啮合条件,使齿轮载荷分布均匀,减少啮合冲击,提高传动系统NVH性能。当前对齿轮修形及其对NVH性能和疲劳强度的影响的研究较多^[5-9]。刘玄等^[10]采用多目标优化算法,优化了人字齿轮修形效果;张德海等^[11]以斜齿轮传动系统为研究对象,运用遗传算法进行齿廓修形,降低了传动系统的传动误差与振幅,且遗传算法修形效果高于传统修形;周微等^[12]提出了一种齿轮修形多目标优化方法,该方法以传动误差减少及齿面载荷均匀分布为目标,通过实例验证了该方法减振效果良好,可使齿轮载荷分布均匀;王志鹏等^[13]建立齿轮振动模型,通过齿廓修形,研究了齿廓变化对齿轮啮合噪声的影响,试验结果表明该优化方案可有效降低齿轮箱啮合噪声。

收稿日期:2025-08-23

基金项目:山东省重大专项项目(2024CXGC010301)

第一作者简介:孙浩南(2001—),男,山东枣庄人,硕士研究生,主要研究方向为电驱动系统关键技术,E-mail:gtpshn123@163.com。

***通信作者简介:**李伟(1978—),男,山东菏泽人,工学博士,教授,主要研究方向为汽车轻量化技术与应用,E-mail:163.lw@163.com。

目前大部分研究以单对齿轮为研究对象,缺乏面向电驱动桥多工况特性的系统性优化,且齿廓修形和齿向修形相结合的相关研究较少。本文中结合齿廓修形与齿向修形,对某重型电驱动桥两级减速斜齿轮进行优化设计,采用多目标优化方法确定最佳寻优参数,并对优化后的齿轮进行仿真分析验证,为新能源商用车电驱动桥传动系统的减振降噪设计提供参考。

1 电驱动桥传动系统建模

1.1 模型建立

本文中所分析的二级齿轮减速系统由两组圆柱斜齿轮副组成,根据减速系统齿轮副基本参数,考虑轴系和轴承,采用专业齿轮设计分析软件建立电驱动桥齿轮传动系统模型,模型包括输入轴、输出轴,主、从动齿轮,行星轮系和差速器等。

采用有限元软件 Hypermesh 完成电驱动桥壳体的网格划分,定义约束条件和材料属性,将柔性化的壳体导入分析软件完成模型缩聚和节点连接,得到电驱动桥刚柔混合模型,电驱动桥齿轮传动系统模型和刚柔混合模型如图 1 所示,减速系统齿轮副参数如表 1 所示。

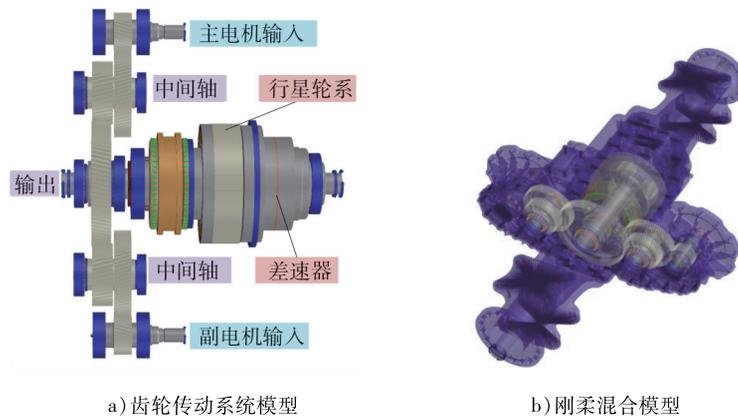


图 1 电驱动桥齿轮传动系统模型和刚柔混合模型

表 1 减速系统齿轮副参数

齿轮类型	齿数	法向模数/mm	螺旋角/(°)	压力角/(°)	中心距/mm	齿宽/mm	变位因数	齿顶高因数	齿根高因数
第一级主动	30	2.25	18	20	119	32	0.245 8	1.3	1.55
第一级从动	71	2.25	18	20	119	30	-0.452 9	1.3	1.55
第二级主动	41	2.75	15	20	178	37	0.184 5	1.3	1.55
第二级从动	84	2.75	15	20	178	35	-0.162 0	1.3	1.55

1.2 仿真工况设置

采用建立的齿轮传动系统模型模拟车辆实际运行工况,进行电驱动桥齿轮传动系统载荷谱工况仿真分析。根据电机最大转矩(500 N·m)工作特性及整车实际工作环境,设置电机转速为 6 000 r/min,输入转矩分别为最大转矩的 25%、50%、75%、100%,分别记为工况 1 至工况 4,各工况对应的输入功率分别为 78.68、157.36、236.04、314.72 kW。

2 齿轮微观修形

齿轮修形通过微量修正齿面几何形状补偿由载荷、热变形及制造误差导致的啮合偏差,实现传动误差波动最小化,优化接触特性与传动性能^[14],齿轮修形主要包含齿廓修形与齿向修形。

2.1 齿廓修形

齿轮啮合过程中,齿轮接触表面产生弹性变形,导致实际啮入和啮出位置偏离理论啮合位置,引发啮合冲击。齿廓修形对齿轮的齿高方向进行修形,旨在对发生干涉的齿廓区域进行修形处理,优化齿轮啮合性能,减小啮入、啮出冲击,降低齿轮传动的振动与噪声,使传动更加平稳。齿廓修形包含齿廓斜度修形和齿廓鼓形修形,常见的修形方式包括渐开线齿廓斜度修形、渐开线齿廓鼓形修形等^[15]。齿廓修形示意图如图2所示,图中 H 为齿高, C_{eb} 为渐开线齿廓鼓形修形量, C_{eh} 为渐开线齿廓斜度修形量。

目前齿廓修形量尚无统一的计算公式,主要采用 H. Sigg 公式、Lewis 公式、ISO 6336 标准、AGMA 标准以及部分推荐值^[16]。本文中采用文献[17]的最大齿廓修形量计算渐开线鼓形修形量

$$C_{eb} = K_A K_{mp} F_t / (bc_\gamma \cos \alpha_t), \quad (1)$$

式中: K_A 为使用因数; K_{mp} 为分支因数; F_t 为切向力,N; α_t 为端面压力角, $^\circ$; b 为齿宽,mm; c_γ 为平均啮合刚度, $N/(mm \cdot \mu m)$ 。

采用 H. Sigg 公式计算以 μm 为单位的 C_{eh} 的数值

$$\{C_{eh}\} = (4 + 0.04 \{F_t\} / \{b_{ca}\}) \pm 4, \quad (2)$$

式中: $\{F_t\}$ 为 F_t 的数值, $\{b_{ca}\}$ 为以 mm 为单位的齿轮有效接触齿宽 b_{ca} 的数值。

2.2 齿向修形

齿向修形沿齿宽方向微调齿轮齿面的几何形状,以补偿齿轮在受载后的变形、制造误差和安装误差,改善齿轮啮合性能,降低噪声,减少偏载,提高使用寿命。齿向修形包括齿向斜度修形和齿向鼓形修形等^[18]。与齿廓修形相比,齿向修形的主要目的是改善齿轮接触,保证齿轮啮合时齿宽方向的载荷尽可能分布均匀。齿向修形示意图如图3所示,图中 C_b 为齿向鼓形修形量, C_h 为齿向斜度修形量。

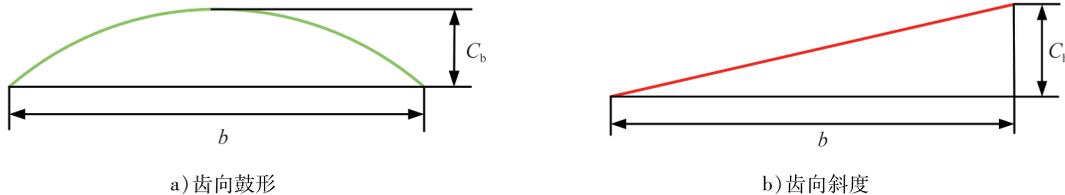


图3 齿向修形示意图

齿轮系统动力学中,计算齿向修形量时综合考虑了齿向误差、轮齿变形等多种影响因素,齿轮有效接触齿宽小于齿宽时,以 μm 为单位的齿向鼓形修形量 $C_{b,1}$ 的数值

$$\{C_{b,1}\} = \sqrt{2 \{F_m\} \{l_{by}\} / (\{c_r\} \{b\})}, \quad (3)$$

式中: $\{F_m\}$ 为以 N 为单位的齿宽方向上的圆周力 F_m 的数值, $\{l_{by}\}$ 为以 μm 为单位的齿向啮合偏差 l_{by} 的数值, $\{c_r\}$ 为以 $N/(mm \cdot \mu m)$ 为单位的综合啮合刚度 c_r 的数值, $\{b\}$ 为 b 的数值。

齿轮有效接触齿宽大于齿宽时,以 μm 为单位的齿向鼓形修形量 $C_{b,2}$ 的数值

$$\{C_{b,2}\} = 0.5 \{l_{by}\} + \{F_m\} / (\{c_r\} \{b\}). \quad (4)$$

为使轮齿受载时处于理论位置,采用齿向斜度修形获得齿向误差补偿,以 mm 为单位的最大齿向斜度修形量 C_h 的数值

$$\{C_h\} = \{l_{by}\} - \{F_m\} / (\{c_r\} \{b\}). \quad (5)$$

2.3 修形参数

根据工程经验和文献[19-21],本文中确定的修形参数分别为齿廓鼓形、齿廓斜度、齿向鼓形、齿向斜度。为优化修形效果,提高传动系统性能,根据式(1)~(5)计算各参数,结合电驱动桥传动系统实际

工况适时调整,确定各齿轮参数修形为:齿向斜度、渐开线齿廓斜度修形量均为 $(-20,20)$ μm ,齿向鼓形、渐开线齿廓鼓形修形量均为 $(0,20)$ μm 。

3 优化结果分析

3.1 优化结果

采用NSGA-II算法,开展二级减速齿轮副的齿轮修形多目标优化设计,该算法是基于遗传算法的一种多目标优化算法,通过非支配排序和拥挤距离计算个体适应度,有效逼近 Pareto 最优解集,同时保持种群多样性。优化方案参数设置为:最大进化代数为20,种群规模为50,突变概率为0.3,交叉概率为0.2,最大迭代次数为1000,运行1000组优化方案直至满足收敛条件,此时种群达到最大迭代次数并均匀分布,相对改善率达到阈值。

综合考虑工程实际和应用成本,本文中对两级减速齿轮副主动齿工作齿面(右齿面)的齿向斜度、齿向鼓形、渐开线齿廓斜度、渐开线齿廓鼓形进行齿轮修形仿真分析,选取最小传动误差波动和最小齿面接触应力作为优化目标,开展多目标优化分析,修形后的齿轮参数如表2所示。

表2 修形后的齿轮参数

单位: μm

齿轮类型	齿向斜度	齿向鼓形	渐开线齿廓斜度	渐开线齿廓鼓形
一级减速主动齿轮	0.704	0.185	1.82	2.01
二级减速主动齿轮	-3.200	0.443	2.33	0.15

3.2 齿轮强度校核

齿轮修形应确保齿轮满足可靠性要求,修形完成后需对各工况的修形结果进行齿轮强度校核。根据工程经验和设计要求,参考文献[22-23],齿轮接触安全因数 α (许用应力与实际应力之比)不小于1.0,齿轮弯曲安全因数 β 不小于1.4,各工况载荷谱分析得到的最小齿轮安全因数如表3所示。由表3可知:修形后各级齿轮安全因数均满足可靠性要求。

表3 最小齿轮安全因数

齿轮类型	α	β
一级减速主动齿轮	1.21	2.72
一级减速从动齿轮	1.30	2.95
二级减速主动齿轮	1.42	3.17
二级减速从动齿轮	1.51	3.39

3.3 齿轮传动误差

齿轮副啮合过程中因弹性变形、制造误差及安装偏差导致瞬时传动误差波动,易引发齿轮啮合冲击,是电驱动桥齿轮啸叫噪声的主要激励源^[24]。传动误差峰峰值为一个啮合周期内实际输出位置相对理论输出位置的最大正偏差与最大负偏差的差(即最大波动范围),是评价齿轮系统传动精度和平稳性的关键指标。传动误差峰峰值减小,齿轮传动过程中产生的动态激励降低,系统振动减弱,噪声辐射降低,NVH性能提高。齿轮修形可降低传动误差波动,减小传动系统振动噪声。不同工况各级减速主动齿轮修形前、后的传动误差峰峰值及变化率如表4所示。

表4 不同工况下各级齿轮修形前、后传动误差峰峰值及变化率

工况 序号	一级减速齿轮传动误差峰峰值/ μm		二级减速齿轮传动误差峰峰值/ μm		修形前、后传动误差峰峰值变化率/%	
	修形前	修形后	修形前	修形后	一级减速齿轮	二级减速齿轮
1	0.088	0.085	0.058	0.053	-3.41	-8.62
2	0.163	0.039	0.103	0.018	-76.07	-82.52
3	0.239	0.221	0.148	0.041	-7.53	-72.29
4	0.317	0.296	0.193	0.087	-6.62	-54.92

由表4可知:4种工况下,齿轮修形后各级减速齿轮的传动误差峰峰值均明显降低;工况2为该款电驱动桥的常用工况,该工况一级、二级减速齿轮传动误差峰峰值降幅最大。

3.4 齿轮接触应力

齿轮接触应力指两个齿轮啮合过程中,作用于齿面接触区域的应力^[25]。当齿轮接触应力过大时,可引发齿轮接触疲劳失效,表现为齿面剥落与点蚀。减小齿轮最大接触应力可以大幅提高齿轮的可靠性、承载能力和使用寿命,同时有助于降低振动噪声。不同工况下,各级减速齿轮修形前、后的最大齿轮接触应力及变化率如表5所示。

表5 不同工况,各级齿轮修形前、后齿轮最大接触应力及变化率

工况 序号	一级减速齿轮最大齿轮接触应力/MPa		二级减速齿轮最大齿轮接触应力/MPa		修形前、后最大齿轮接触应力变化率/%	
	修形前	修形后	修形前	修形后	一级减速齿轮	二级减速齿轮
1	493	433	426	363	-12.2	-14.8
2	684	580	592	481	-15.2	-18.8
3	854	740	721	601	-13.3	-16.6
4	963	831	830	723	-13.7	-12.9

由表5可知:齿轮修形后,各工况下各级齿轮最大接触应力均不同程度降低,工况2的优化效果最为显著。以工况2为例,一级、二级减速齿轮修形前、后最大齿轮接触应力如图4所示。由图4可知:齿轮修形后,各级齿轮最大齿轮接触应力均减小,接触应力分布更趋均匀。

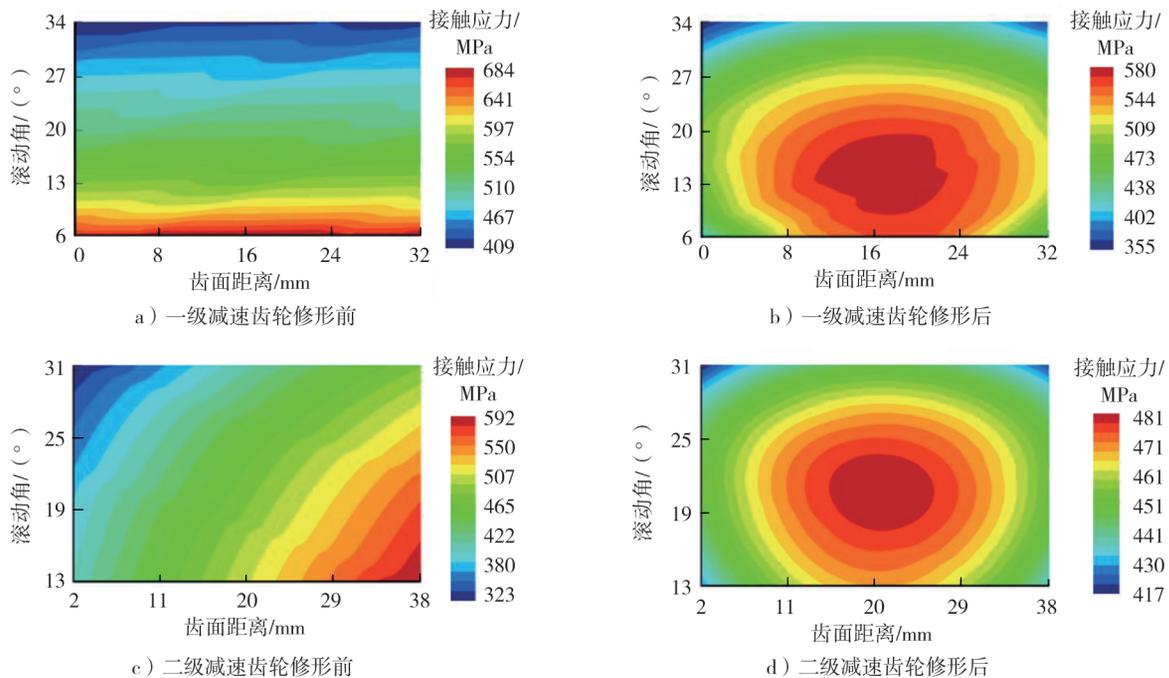


图4 工况2下,一级、二级减速齿轮修形前、后的最大齿轮接触应力

3.5 单位长度载荷分布

齿面单位长度载荷为齿面接触区单位接触线长度上的法向力^[26]。齿面单位长度载荷过大或接触不均匀将加速齿面磨损,因此,控制单位长度载荷是保证齿轮齿面接触强度和可靠性的关键。对修形后4种工况进行齿轮微观接触分析,不同工况下,各级减速齿轮修形前、后的齿面单位长度载荷及变化率如表6所示。由表6可知:一级减速齿轮单位长度载荷修形后略有增加,但二级减速齿轮单位长度载荷修形后均有所降低。

表6 不同工况,各级齿轮修形前、后的齿面单位长度载荷

工况 序号	一级减速齿轮单位长度载荷/($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)		二级减速齿轮单位长度载荷/($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)		修形前、后单位长度载荷变化率/%	
	修形前	修形后	修形前	修形后	一级减速齿轮	二级减速齿轮
1	34.4	45.0	61.7	55.9	30.8	-9.4
2	64.9	77.4	120.0	94.3	19.3	-21.4
3	100.7	110.2	178.0	141.3	9.4	-20.6
4	136.4	143.5	236.6	196.6	5.2	-16.9

仿真结果显示,各工况下各级齿轮齿面单位长度载荷分布均比修形前更均匀合理,偏载现象改善。以工况2为例,一级、二级减速齿轮修形前、后的单位长度载荷如图5所示,图中 δ 为单位长度载荷。由图5可知:各级减速齿轮齿面偏载现象均得到改善,齿面载荷分布较修形前更均匀。

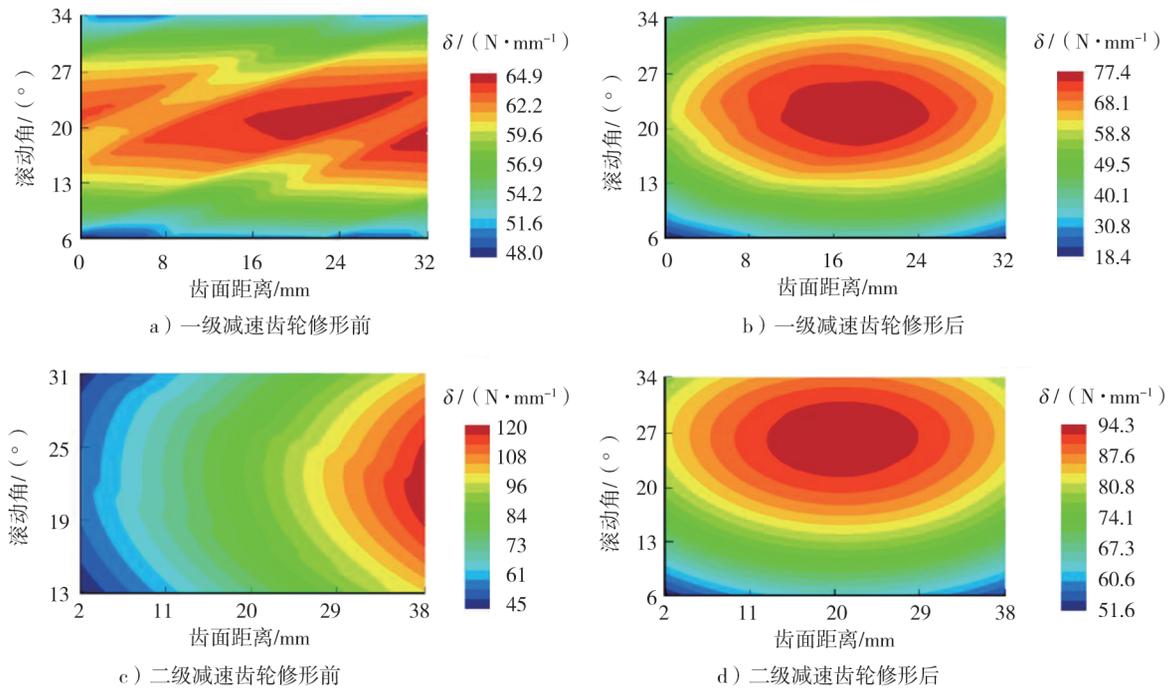


图5 工况2下,一级、二级减速齿轮修形前、后的单位长度载荷

4 结论

针对电驱动桥传动系统存在的 NVH 性能和可靠性等问题,以某二级减速电驱动桥传动系统为研究对象,开展齿轮修形分析与优化验证。

1) 采用分析软件建立电驱动桥传动系统模型,结合齿廓与齿向修形方法,确定渐开线齿廓斜度、渐开线齿廓鼓形、齿向斜度、齿向鼓形 4 个参数最佳修形区间。

2) 以最小化传动误差波动和齿面接触应力为优化目标,确定一级、二级减速主动齿轮的优化修形参数。

3) 采用优化后的齿形参数对 4 种载荷谱工况进行仿真分析,结果表明,不同工况下,各级减速齿轮的传动误差峰峰值均明显降低,二级齿轮的齿面最大接触应力均不同程度地降低,应力分布更加均匀;各级齿轮齿面单位长度载荷分布均比修形前更加均匀合理,偏载现象得到改善。

4) 通过齿轮修形分析与优化设计,有效提高了电驱动桥传动系统的 NVH 性能,本文的研究方法可为电驱动桥齿轮传动系统的低噪声、高可靠性设计提供参考。

参考文献:

- [1] LI X, PENG Y, HE Q Q, et al. Development of new-energy vehicles under the carbon peaking and carbon neutrality strategy in China[J]. Sustainability, 2023, 15(9): 7725.
- [2] XU S W, LI J Q, ZHANG X P, et al. Research on optimal driving torque control strategy for multi-axle distributed electric drive heavy-duty vehicles[J]. Sustainability, 2024, 16(16): 7231.
- [3] 任凯. 新能源商用车电驱动系统关键问题研究[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2020.
- [4] YAN S F, KONG Z, LIU H W, et al. Power loss evaluation of an E-axle gearbox considering the influence of gear oil factors[J]. Lubricants, 2024, 12(1): 11.
- [5] 封旗旗, 王陶, 王良模, 等. 基于多目标优化的差速器齿轮修形[J]. 机械传动, 2020, 44(9): 153-158.
- [6] 葛敏, 郭晗, 于海生, 等. 基于齿轮修形的混合动力变速箱齿轮啸叫研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(21): 227-232.
- [7] 付学中, 方宗德, 贾超, 等. 面齿轮传动啮合刚度分析与修形减振优化[J]. 振动与冲击, 2019, 38(5): 265-272.
- [8] 赵百顺, 李娜, 马辉, 等. 混合修形斜齿轮转子系统振动特性分析[J]. 振动工程学报, 2021, 34(4): 704-711.
- [9] 彭国民, 汤天宝, 胡军峰, 等. 变速器齿轮修形优化及评估[J]. 内燃机与动力装置, 2021, 38(6): 66-70.
- [10] 刘玄, 方宗德, 赵宁, 等. 人字齿轮小轮轴向窜动的多目标复合修形优化[J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(1): 118-126.
- [11] 张德海, 周盛茂, 李艳芹, 等. 面向遗传算法的斜齿轮修形及动态特性分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2025, 39(3): 165-171.
- [12] 周微, 张全民. 面向啮合接触的斜齿轮修形多目标优化研究[J]. 机械设计与制造, 2025(1): 374-379.
- [13] 王志鹏, 左言言, 孙黎明, 等. 齿廓修形在降低齿轮箱啮合噪声中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2024, 44(6): 35-40.
- [14] 汤海乐, 赵秀桐, 张景, 等. 新能源汽车变速箱齿轮修形分析与优化[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2025, 39(1): 177-184.
- [15] 杨硕文, 贺迪, 唐进元, 等. 基于 KISSsoft 软件的人字齿轮传动修形设计研究[J]. 机械传动, 2018, 42(1): 1-6.
- [16] 张猛. 高铁齿轮箱轮齿修形及传动效率研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2020.
- [17] 张帆. 乘用车变速器齿轮修形方法研究[D]. 太原: 太原科技大学, 2024.
- [18] CIANCIOTTA L, CIRELLI M, VALENTINI P P. Multi-objective optimization of gear design of E-axles to improve noise emission and load distribution[J]. Machines, 2025, 13(4): 330.
- [19] 莫帅, 刘志鹏, 罗炳睿, 等. 考虑齿廓修形的行星齿轮传动系统动力学特性研究[J]. 振动工程学报, 2024, 37(2): 191-199.
- [20] 吴苾曜. 某纯电动车减速器齿轮传递误差分析与优化[J]. 汽车实用技术, 2019, 44(12): 5-7.
- [21] 张利, 黄筱调, 谢杰, 等. 基于 Romax 的斜齿圆柱齿轮减速器参数优化[J]. 机械设计与制造, 2020(6): 215-218.
- [22] 孙立红. 基于美国标准 ANSI/AGMA 2001-D04 和国际标准 ISO/TS 6336-2 的拖拉机重载齿轮寿命设计方法[J]. 农业与技术, 2020, 40(18): 72-76.
- [23] 董柳杰, 赵航, 杨钰洁, 等. 新能源汽车齿轮箱齿轮修形设计及效率分析[J]. 机床与液压, 2022, 50(17): 77-81.
- [24] 杨红波, 史文库, 陈志勇, 等. 基于某二级减速齿轮系统的齿面修形优化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2022, 52(7): 1541-1551.
- [25] 范辉. 大型矿用自卸车轮边减速器的齿轮修形研究[D]. 湘潭: 湘潭大学, 2017.
- [26] 贾贵川. 基于齿轮修形与壳体优化的变速箱降噪技术研究[D]. 西安: 长安大学, 2019.

Optimization design of gear modification for an electric drive axle transmission system

SUN Haonan¹, LI Wei^{1*}, GUO Niancheng², MU Qimin², GAO Yang²

1. School of Automotive Engineering, Shandong Jiaotong University, Jinan 250357, China;

2. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China

Abstract: In order to reduce the vibration and noise problems caused by meshing impact, load bias and

transmission error of the electric drive axle of heavy-duty vehicles, a model of a two-stage gear reduction system for a certain electric drive axle is established based on the analysis software. The tooth profile modification and tooth direction modification are combined to minimize the fluctuation of transmission error and the contact stress on the tooth surface as the optimization goal, and the modification parameters such as involute slope, involute convexity, tooth direction slope, and tooth direction convexity of the first and second stage reduction active gears are determined, and the simulation analysis is carried for verification. The results show that the modification parameters of the first and second stage reduction active gears are determined by the multi-objective optimization method, with the involute slopes being 1.82 and 2.33 μm , the involute convexities being 2.01 and 0.15 μm , the tooth direction slopes being 0.704 and $-3.200 \mu\text{m}$, and the tooth direction convexities being 0.185 and 0.443 μm , respectively. The simulation analysis of the modified gear shows that the maximum reduction of the peak-to-peak transmission error is 82.5%, the maximum reduction of the maximum contact stress on the tooth surface is 18.8%, and the maximum reduction of the load per unit length is 21.4%. The stress and load distribution on the modified tooth surface are more uniform, which effectively reduces the vibration and noise of the gear meshing in the transmission system.

Keywords: electric drive axle; transmission error; gear modification; multi-objective optimization

(责任编辑:胡晓燕)

.....
(上接第 91 页)

requirements of modern diesel engines, a proportional integration differentiation (PID) circuit is constructed through operational amplifiers. The circuit includes speed setting module, PID speed regulation module and power amplification module, a multi-functional zero difference electronic governor controller based on analog PID control is designed. Hardware circuit is used to realize the control of starting oil quantity, the switching of idle/rated working condition and the independent adjustment of PID parameters. The test bench test combined with sudden load and sudden unloading working condition verifies the speed regulator control performance. The test bench results show that the speed fluctuation rate is not more than 0.2% under the sudden load and sudden unloading working condition, the steady-state speed regulation rate is 0, the transient speed regulation rate is less than 7%, and stable time of the sudden negative load working condition is about 6 ~ 7 s, and the performance meets the secondary speed regulation performance index. The controller has a simple structure and anti-interference ability, and has certain engineering application value.

Keywords: PID; diesel engine; multi-functional reuse; electronic governor; controller

(责任编辑:胡晓燕)