

非对称载荷下驱动轴强度与刚度的匹配与优化

王佳羽¹, 郑松林^{1,2}, 赵礼辉^{1,2}, 冯金芝^{1,2}

(1. 上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093; 2. 上海理工大学 机械工业汽车底盘机械零部件强度与可靠性评价重点实验室, 上海 200093)

摘要: 为了解决某重载车辆的驱动轴容易发生早期失效的问题, 提出了一种在非对称载荷作用下实现结构强度与刚度合理匹配的分段优化设计方法。通过分析非对称承载驱动轴的刚度对载荷分布的影响, 建立了以结构强度和疲劳寿命为约束、驱动轴花键的应变相等为目标的驱动轴结构设计优化模型。优化设计结果表明, 危险部位右侧花键齿根应力降低了 90.3 MPa, 驱动轴两侧扭矩分配更合理, 且使用寿命提高了 72.2%。

关键词: 疲劳失效; 驱动轴; 非对称承载; 强度刚度匹配

中图分类号: U 463.2 **文献标志码:** A

Matching and Optimization of the Strength and Stiffness of a Driven Axle Under Asymmetrical Load

WANG Jiayu¹, ZHENG Songlin^{1,2}, ZHAO Lihui^{1,2}, FENG Jinzhi^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Machinery Industry Key Laboratory for Mechanical Strength & Reliability Evaluation of Auto Chassis Components, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: An optimization method for the strength and stiffness matching of a driven axle under asymmetrical loading was proposed to solve the problem of early stage failures in a heavy vehicle. The influence of stiffness of the driven axle on the load distribution was analyzed. On these bases, the optimization on the structure was carried out with the structural strength and fatigue life as constraints and the balanced strain of the splines as an objective. The results of FEA (finite element analysis) on the modified driven axle indicate that the stress at the critical part is significantly reduced by 90.3 MPa. Additionally, the torque distribution of the driven axle is more reasonable and the service life is improved by 72.2%.

Keywords: fatigue failure; driven axle; asymmetrical load; strength and stiffness matching

收稿日期: 2017-11-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375313); 上海市科委基础重点项目(13JC1408500)

第一作者: 王佳羽(1992-), 女, 硕士研究生. 研究方向: 结构耐久性与可靠性评价. E-mail: wangjiayu24@163.com

通信作者: 郑松林(1958-), 男, 教授. 研究方向: 车辆载荷特性、结构强度、可靠性评价与轻量化设计理论.

E-mail: zhenpinery@126.com

驱动轴是特种车辆传动装置的关键零部件之一,其设计约束条件多,指标实现困难,且驱动轴的疲劳寿命往往直接决定了车辆的有效使用寿命^[1-3]。为此,常采用超高强度合金结构钢作为驱动轴的优选材料。然而,由于驱动轴的工作环境较为恶劣,承受的载荷复杂多变,尤其是换挡时的冲击载荷引起的损伤较大,导致驱动轴极易发生低周疲劳失效,严重影响整车功能的发挥。非对称载荷是指驱动轴受安装设计条件限制,两侧输出端通常联接不同的零/部件,左右花键受力不一致,导致驱动轴两侧分配的载荷为不对称载荷,对轴的疲劳寿命影响较大。对于这类承载轴的疲劳失效,许多学者进行过专题研究。姜涛等^[4]对某特种车辆主传动轴的疲劳断裂进行分析,确定了工作中存在的扭振载荷和齿根圆角偏小导致传动轴提前失效。王慧等^[5]采用金相检验和力学性能等方法,得出了自动扶梯驱动轴疲劳断裂的主要原因是台阶处倒角设计不合理、机加工不符合要求引起的应力集中。为了预防零件失效,一些学者对轴类结构进行了强度优化设计方法研究,如刘喆等^[6]基于四阶矩理论的传动轴结构参数灵敏度分析的数值方法,得到了传动轴结构参数对其可靠度的影响规律,并在满足可靠性要求且减轻质量时对传动轴进行结构优化设计。李秋泽等^[7]通过建立驱动系统故障树和研究万向轴的运动特性,采用多目标函数优化法确定了万向轴驱动系统优化方案。普通车辆的驱动轴动力一般为单侧输出,而特种车辆的驱动轴为两侧输出,因此,载荷的非对称分布情况对轴的疲劳寿命影响较大。若驱动轴结构设计不合理,会使单侧分配的载荷过大,损伤累积过快,从而导致驱动轴的断裂破坏。

文献^[4]分析了主传动轴失效的原因,但随着轴的功率和载荷的增大,仍有一些问题存在。为了控制载荷非对称分布时驱动轴的低周疲劳失效,本文尝试在轴的材料和工艺参数已经优化的情况下,从设计方法上对驱动轴进行改进设计,以结构强度和刚度的最优匹配为设计原则,分析轴的两侧刚度比值对载荷分配的影响规律,实现工作过程中驱动轴载荷的合理转移,均化驱动轴整体的损伤分布,提高驱动轴的使用寿命。

1 驱动轴基本特性描述

1.1 驱动轴工况分析

车辆运行时,传动系用3个对称布置的行星

齿轮将动力传递到驱动轴的中间齿轮上,并由两侧的花键输出。图1为驱动轴的动力传递路线。驱动轴在转向时由于单侧载荷快速增加,右侧常出现过载现象。

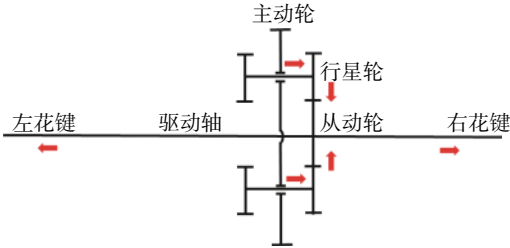


图1 驱动轴传动简图

Fig.1 Transmission diagram of the driven axle

通过实车测试驱动轴承受的载荷,发现两侧花键输出端在起步换挡工况下的冲击载荷最大,且两侧花键输出的载荷不相等。图2为实车测试时两侧花键的载荷时间历程,可以看出,右侧花键输出端的最大载荷是9 245 N·m,左侧花键输出端的扭矩是4 943 N·m,两侧载荷差值较大。这是由于驱动轴本体为等直径,致使右侧的刚度明显大于左侧的,右侧轴的载荷难以向左侧轴转移,造成了两侧花键承受的扭矩不同。

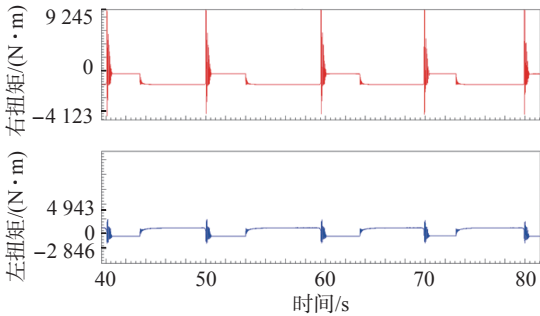


图2 两侧花键输出端的的载荷时间历程

Fig.2 Load-time history at the output ends of splines on both sides

1.2 驱动轴刚度对载荷分配影响分析

对于驱动轴扭转刚度而言,其外载荷的表现形式主要是扭矩 T ,变形是驱动轴的转角 θ ,因此,定义扭转刚度 K 的计算公式为

$$K = \frac{T}{\theta} \tag{1}$$

驱动轴在纯扭转工况下,扭转角的计算公式为

$$\theta = \frac{Tl}{GI_p} \tag{2}$$

式中: l 为轴长; G 为剪切模量; I_p 为极惯性矩,实心轴, $I_p = \frac{\pi D^4}{32}$; D 为轴径。

代入刚度公式可得

$$K = G I_p / l \tag{3}$$

驱动轴中间齿轮相对于两侧花键的转角相等, 基于刚度分配法^[8-9]的思想, 由式(1)可得, 驱动轴刚度比与载荷分配的关系式为

$$\frac{T_L}{T_R} = \frac{K_L}{K_R} = \frac{l_R I_{pL}}{l_L I_{pR}} = \frac{l_R D_L^4}{l_L D_R^4} \tag{4}$$

式中, 下标 L, R 分别为左侧和右侧。

结合驱动轴的主要参数(表 1), 两侧花键分配的扭矩随刚度变化的趋势如图 3 所示。从图 3 中可以看出, 随着驱动轴两侧的刚度比 K_L/K_R 的增大, 右侧分配的扭矩逐渐减小, 而左侧分配的扭矩增大, 两侧花键分配的扭矩与自身扭转刚度成正比。驱动轴在实际使用时为纯扭转变形, 为了改善断裂单一出现在右侧花键齿根的问题, 在优化设计时, 驱动轴两侧刚度比 K_L/K_R 的理想值为 1, 使得两侧花键分配的载荷趋于相等, 破坏概率近似相同。

表 1 驱动轴参数表
Tab.1 Parameters of the driven axle

最大扭矩 T/Nm	右侧长度 l_R/mm	左侧长度 l_L/mm	右侧轴径 D_R/mm	左侧轴径 D_L/mm	花键齿根圆弧 r/mm	键槽过渡圆弧 R/mm
14 188	150	310	40	40	1.2	30

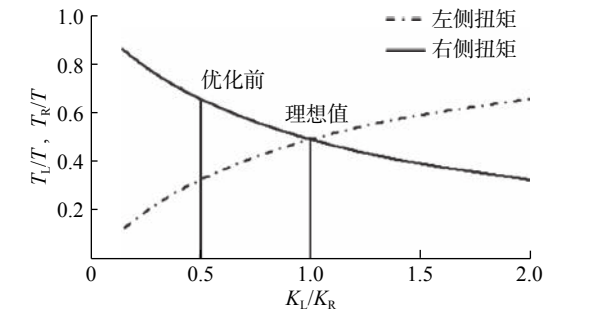


图 3 两侧花键的扭矩变化趋势
Fig.3 Torque variation of splines on both sides

驱动轴的动力由两侧输出, 现有设计未考虑驱动轴两侧刚度与强度的匹配, 导致驱动轴右侧分配的载荷过大, 损伤累积较快, 从而使驱动轴的右侧花键处容易发生疲劳断裂。

2 驱动轴有限元分析

为进一步了解驱动轴的应力分布情况并锁定强度薄弱区, 建立了驱动轴的有限元模型。对驱动轴模型进行几何清理, 并划分四面体网格。在应力较大或者易产生应力集中的部位应该采用小尺寸的网格, 非关键区域的网格尺寸可以稍大些^[10-11]。根据模型中最小特征至少有 3 个节点的原则, 且软件在划分网格时要求最小网格尺寸不小于网格尺寸的 5%, 本文经过对比后确定网格的尺寸为 4 mm, 最小网格尺寸为 0.2 mm, 特征角为 10°。

分别将 3 个行星轮对中间齿轮的作用力分解为径向力和切向力。分析得径向力大小相等, 方向均指向中间齿轮的圆心且夹角互为 120°, 故径向力的合力为 0, 是纯扭转变形。因此, 有限元分

析的载荷条件: 在驱动轴的中间齿轮施加 3 个切向力, 重合度为 1.3; 边界约束: 对驱动轴两侧渐开线花键与配套齿圈采用接触约束条件, 齿圈通过对刚性节点的自由度约束形式 (SPC 形式) 固定约束。最终完成的有限元分析模型如图 4 所示。

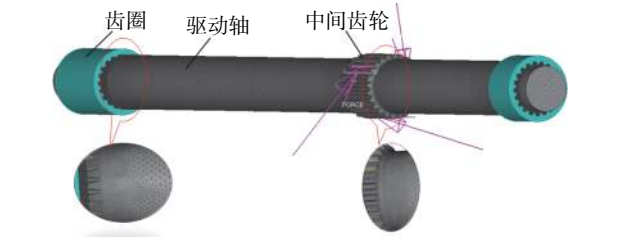


图 4 驱动轴有限元分析模型
Fig.4 Finite element analysis model of the driven axle

改变施加在中间齿轮的载荷值, 可得驱动轴在不同工况下的应力分布情况, 表 2(见下页)为有限元仿真结果, 可以得到驱动轴在工况 2 下两侧花键的齿根应力最大, 是驱动轴的薄弱区, 应力云图如图 5(见下页)所示。从图 5 中可以得到, 驱动轴右侧光轴处应力比左侧大, 右侧花键的齿根应力明显大于左侧花键, 几乎为左侧花键的 2 倍, 是断裂破坏的危险区。此外, 两侧花键分配的载荷分别为 5 134 N·m, 9 541 N·m, 与实车测试结果(图 2 中驱动轴两侧花键输出端的最大载荷分别为 4 943 N·m 和 9 245 N·m)差距较小, 验证了有限元模型的准确性。因此, 可以判断驱动轴右侧容易发生断裂破坏的原因是两侧花键承受的扭矩不相同, 右侧花键分配的载荷较大, 且花键齿根处产生应力集中现象, 导致损伤累积比左侧花键快。 σ_L 和 σ_R 分别为驱动轴左侧和右侧的最大应力值。

表 2 驱动轴在各工况下的仿真结果

Tab.2 Simulation results of the driven axle under different working conditions

工况	中间齿轮输入扭矩/(N·m)	左侧花键扭矩/(N·m)	右侧花键扭矩/(N·m)	左侧花键根部应力/MPa	右侧花键根部应力/MPa
1	9 413	3 274	6 139	216.8	382.8
2	14 188	5 134	9 541	553.7	1 029.0
3	5 797	2 016	3 981	133.5	235.8
4	2 304	801.3	1 503	53.1	93.7

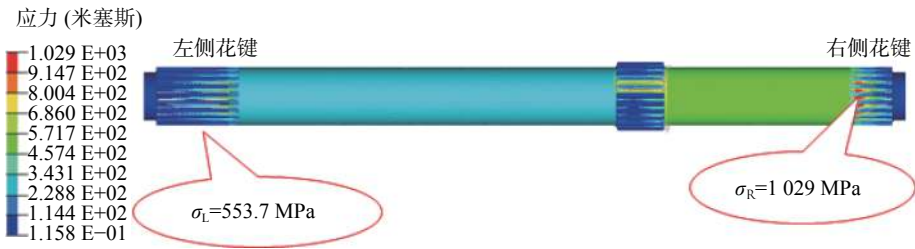


图 5 驱动轴在工况 2 下的应力图

Fig.5 Stress diagram of the driven axle under working condition 2

3 驱动轴分段刚度优化匹配设计

根据驱动轴刚度对载荷分配影响的分析结果和发生早期失效的原因，本文在进行分段刚度优化匹配设计时，同时考虑了驱动轴两侧结构强度和刚度的匹配。在满足强度和疲劳寿命的条件下，期望轴两侧花键所分配的载荷产生的应变值近似相等，或者两侧的损伤累积总和趋于相近，这样两侧花键就会具有近似相同的破坏概率，避免总发生在右侧花键处的早期疲劳失效现象。为此，驱动轴的寿命预测成为驱动轴分段刚度优化匹配设计的核心。

3.1 驱动轴寿命预测

驱动轴的材料为超高强度结构钢，抗拉强度为 1 655 MPa，疲劳极限为 382.5 MPa，弹性模量为 200 GPa。基于已有的台架测试的载荷谱和材料强度参数，建立适用于传动轴的寿命预测模型，流程如图 6 所示。

驱动轴萌生裂纹时，行驶里程均较短，且在工况 2 下，花键根部承受的应力水平大大高于材料的疲劳极限，驱动轴的屈服极限为 1 308 MPa，属于低周疲劳失效。进行低周疲劳寿命分析时，常以应变-寿命曲线(ε-N 曲线)为基础，一般多采用曼森-科芬方程：

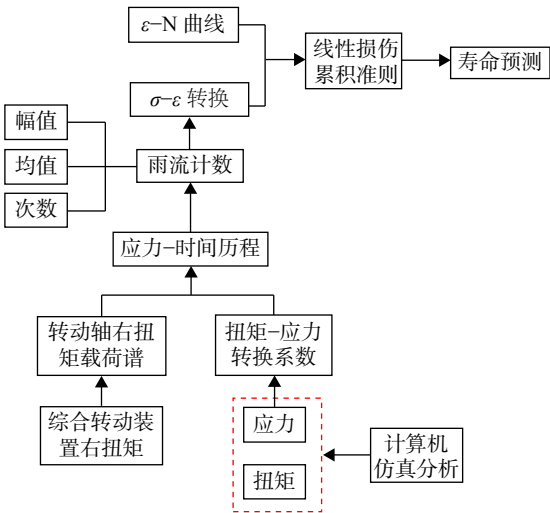


图 6 驱动轴寿命预测流程图

Fig. 6 Life prediction process of the driven axle

$$\varepsilon = \frac{\sigma'_f}{E}(2N)^b + \varepsilon'_f(2N)^c \tag{5}$$

式中： E 为弹性模量，根据选择的材料，取值为 200 GPa； σ'_f 为疲劳强度系数，根据驱动轴材料及工程经验，取值 2 974 MPa； ε'_f 为疲劳塑性系数，取 2.075 1； b 为疲劳强度指数，取-0.102 6； c 为疲劳塑性指数，取-0.781 6。

循环应力-应变曲线拟合公式为

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}}$$

式中： K' 为循环强度系数，根据轴的材料，取值

为 2 468 MPa; n' 为循环应变硬化指数, 取 0.13。

Miner 线性损伤准则相对简单, 而且其寿命预测精度可以被工程所接受, 因此, 本文在预测驱动轴寿命时采用了 Miner 准则^[12-14]。

Miner 准则表达式为

$$D = \sum \frac{n_i}{N_{i,f}}$$

式中: D 为零件的累积损伤; $N_{i,f}$ 为某一应力水平下的疲劳寿命; n_i 为某一应力水平下的循环次数。

当损伤 $D=1$ 时, 认为零件发生破坏。在实际计算中, 一般可按循环应力-应变曲线将应力幅转换为应变幅, 采用 $\varepsilon-N$ 曲线直接推算出每个应变幅对应的疲劳寿命, 最后根据损伤累积理论预测出驱动轴的应变寿命。

根据试验载荷历程可知, 单次换挡产生的冲击载荷并不唯一, 且疲劳损伤与载荷的均值和幅值密切相关。通过雨流计数法得到一次换挡时的雨流统计图, 如图 7 所示。

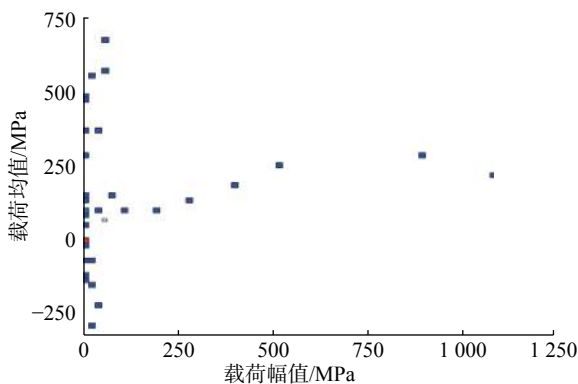


图 7 均值-幅值雨流矩阵统计

Fig.7 Range-mean rain-flow matrix of the driven axle

应力幅值在疲劳极限 382.5 MPa 以下时, 驱动轴接近无限寿命, 损伤可以忽略不计^[12]。应力幅在疲劳极限以上的雨流循环导致传动轴的损伤, 因此, 将疲劳极限以上的应力幅按循环应力-应变曲线转换为应变幅, 根据 $\varepsilon-N$ 曲线得到每个应变水平下对应的疲劳寿命, 求出单次换挡的累积损伤为 D_i , 则驱动轴的换挡次数 $n=1/D_i$ 。

3.2 驱动轴优化模型的建立

由式(4)可知, T_L/T_R 达到理想值 1 可以通过改变 D_R , D_L , l_R , l_L 这 4 个变量来实现, 根据有限元仿真结果, 为了改善花键齿根应力集中现象, 可以采用改变花键齿根圆弧 r 和键槽过渡圆弧 R 的方法。本文考虑到改变 l_R , l_L 会影响其他与驱

动轴装配的零部件, 且随着 T_L/T_R 靠近理想值, D_L 会变大, 增加了驱动轴的成本, 不符合汽车轻量化设计趋势。因此, 为了降低右侧花键分配的载荷, 需将 D_R , r 和 R 作为优化设计变量。

本文在减小花键齿根应力集中的基础上, 采用了改变右侧轴径的方法, 建立了以驱动轴疲劳寿命为约束、两侧花键的应变值近似相等为目标函数的优化模型。

设计变量: D_R , r , R 。

优化目标: $\frac{\varepsilon_L}{\varepsilon_R} \rightarrow 1$ 。

约束条件如下:

a. 扭转强度。

轴右侧应力 $\tau_{Rmax} \leq [\tau]$

轴左侧应力 $\tau_{Lmax} \leq [\tau]$

式中: τ_{Rmax} 为驱动轴右侧最大应力; τ_{Lmax} 为驱动轴左侧最大应力; $[\tau]$ 为应力许用值。

b. 扭转刚度。

$$\varphi'_{max} = \frac{T_{max}}{GI_p} \frac{180}{\pi} \leq [\varphi']$$

式中: φ'_{max} 为单位长度扭转角的最大值; T_{max} 为最大扭矩; $[\varphi']$ 为单位长度扭转角的许用值。

c. 疲劳寿命。

驱动轴的正常使用寿命 $N' \geq 10^6$ 次, 某一档起步寿命 $n' \geq 4\,000$ 次。

边界约束: $20\text{ mm} \leq D_R \leq 40\text{ mm}$; $0.6\text{ mm} \leq r \leq 1.6\text{ mm}$; $10\text{ mm} \leq R \leq 50\text{ mm}$ 。

根据优化模型求解得到右侧轴径的最优解为 36 mm, 左侧轴径不变, 驱动轴渐开线花键齿根圆弧改为 1.6 mm, 公差等级参考 GB/T3478.1-1995, 花键的其他参数不变, 键槽过渡圆弧增加到 40 mm。

3.3 驱动轴优化后的对比分析

缩小右侧轴径会直接影响到中间齿轮和右侧花键的几何特征。为了解决上述问题, 分别在中间齿轮、右侧花键与光轴的交界处预留了过渡区, 载荷条件、位移边界条件和优化前相同, 优化后的有限元模型如图 8 所示(见下页)。

表 3(见下页)是驱动轴优化前后的参数对比, 可以看出, 优化后驱动轴的光轴处的应力都明显增加, 但仍满足疲劳寿命要求。右侧花键根部应力明显下降, 与左侧齿根部应力的差值减小, 表明驱动轴的扭矩分配比有所改善, 起步换挡工况下的寿命得到有效提高, 且优化后的驱动轴质量减少了 9.6%, 驱动轴的优化方案可行。

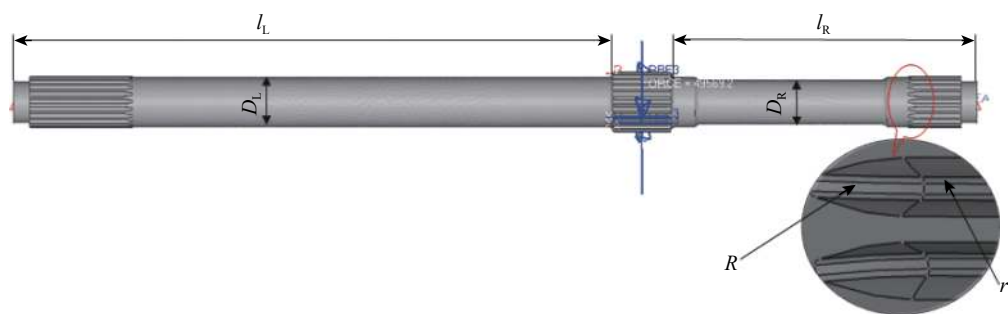


图 8 优化后的有限元模型

Fig.8 Finite element analysis model after optimization

表 3 冲击载荷下驱动轴的参数优化前后对比
Tab.3 Comparison of the driven axle parameters under impact load before and after optimization

参 数	优化前	优化后	差值	比例/%
左侧光轴处应力/MPa	271.2	312.8	41.6	+15.3
右侧光轴处应力/MPa	502.5	624.4	121.9	+24.2
左侧花键根部应力/MPa	553.7	625.3	71.6	+12.9
右侧花键根部应力/MPa	1 029	938.7	-90.3	-8.8
左侧花键根部应变 $\times 10^3$	2.59	2.71	0.12	+4.6
右侧花键根部应变 $\times 10^3$	4.58	3.93	0.65	-14.2
工况二下的寿命/次	2 749	4 734	1 985	+72.2
质量/kg	6.2	5.6	0.6	-9.6

4 结 论

a. 根据驱动轴非对称承载的特点和早期失效的原因，得到了轴的刚度比和载荷分配的关系曲线，基于驱动轴两侧刚度匹配的设计原则，建立了以疲劳寿命和强度为约束、两侧花键的应变近似相等为目标的驱动轴分段优化设计模型。

b. 通过驱动轴刚度与强度匹配优化的设计方法，从根本上改变轴的强度分布，改善了轴的载荷分配情况，右侧花键齿根的应力明显下降，驱动轴的疲劳寿命得到有效提高，且质量减少了9.6%，降低了生产成本。

c. 驱动轴在分段优化设计后，两侧刚度比 K_L/K_R 为0.74，与理想值1比较接近。后续可以增加设计变量，进一步使驱动轴的结构优化。

参考文献:

[1] 王大伦, 赵德寅, 郑伯芳. 轴及紧固件的失效分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.

[2] YUAN H Y. Based on analysis of finite element analysis of automobile transmission shaft comprehensive optimization[J]. Applied Mechanics & Materials, 2014, 684(4): 341-346.

[3] ILIE S, NINIC D, STARK H L, et al. Effect of road conditions on the fatigue life of an automatic transmission output shaft[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2005, 219(3): 337-344.

[4] 姜涛, 刘高远, 张卫方. 某传动装置主传动轴断裂原因分析[J]. 机械强度, 2004, 26(S): 142-145.

[5] 王慧, 廖为, 孙国峰, 等. 自动扶梯扶手驱动轴断裂原因分析[J]. 理化检验(物理分册), 2016, 52(1): 39-42.

[6] 刘喆, 陶凤和, 贾长治. 基于四阶矩的车辆传动轴可靠性灵敏度分析及结构改进[J]. 机械强度, 2017, 39(4): 848-852.

[7] 李秋泽. CRH5 型动车驱动系统万向轴失效机理及对策研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2016.

[8] 郑松林, 侯盛昱, 高大威, 等. 车身扭转刚度分配方法研究[J]. 现代制造工程, 2014(6): 32-34.

[9] 陶梅贞. 现代飞机结构综合设计[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2001.

[10] 褚超美, 杜玉昊, 张斌, 等. 变速器壳体有限元分析中网格最优划分方法的研究[J]. 汽车工程, 2014, 36(7): 885-888.

[11] 王明强, 朱永梅, 刘文欣. 有限元网格划分方法应用研究[J]. 机械设计与制造, 2004(1): 22-24.

[12] LEE Y L, PAN J, RICHARD H, et al. Fatigue testing and analysis theory and practice[M]. Burlington, Mass, USA: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005: 44-132.

[13] 夏天翔, 姚卫星, 嵇应凤. 金属材料多轴疲劳累积损伤理论研究进展[J]. 机械强度, 2014, 36(4): 605-613.

[14] 秦大同, 谢里阳. 现代机械设计手册: 疲劳强度与可靠性设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2013.