

基于 ADAMS 动载荷谱的 行星齿轮弯曲疲劳寿命预测

刘 旋, 冯国胜, 冯亚坤

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:为了预测电动汽车自动变速器的寿命周期,研究了行星齿轮的弯曲疲劳寿命问题。运用 ABAQUS 软件对单组太阳轮和行星轮部分轮齿进行了静力学摩擦接触分析,解决了齿轮之间添加摩擦接触不收敛问题,得出了齿轮啮合最大应力发生在太阳轮齿根圆角处,小于材料的许用应力,验证了齿轮弯曲强度符合要求。通过 ADAMS 动力学仿真软件对行星齿轮进行了动力学仿真,得到了太阳轮和行星轮啮合的扭矩载荷谱,且符合齿轮运转实际工况。将 ABAQUS 静力学结果文件和 ADAMS 载荷谱导入疲劳分析软件 nCode DesignLife 中,获得了行星齿轮疲劳寿命循环次数,得出了行星齿轮最容易发生疲劳破坏部位为太阳轮齿根圆角处,为齿轮的优化设计提供了理论依据。

关键词:行星齿轮;有限元;载荷谱;疲劳寿命

中图分类号: U463.212+.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2018)04-0046-06

0 引言

行星齿轮在自动变速器设计中占有举足轻重的地位,主要是行星齿轮传动具有工作可靠、传动比准确、结构紧凑、寿命长、传动效率高、功率及速度适应范围广等优点,并且能够实现大的传动比,因而在现代机械工程领域普遍应用。行星齿轮传动系统可实现载荷分流,即输入功率可通过多个齿轮实现多个路径传递,从而降低每一个齿轮所承担的载荷,有利于提高齿轮传动的疲劳寿命。行星齿轮采用均匀对称布置方式,能够抵消行星轮和行星架中的反作用力,减少功率损失,提高传动效率^[1]。齿轮常见的失效形式有齿面点蚀疲劳和齿根弯曲疲劳。近年来,随着表面处理技术的快速发展,齿轮齿面的强度有了很大提高,齿面抗点蚀胶合能力也得到显著改善,因此齿轮的主要失效形式表现为齿根弯曲疲劳断裂,故对其齿根弯曲疲劳寿命的研究具有重要的工程意义^[2]。传统的实验分析方法存在实验时间过长,费用过高以及实验条件难以控制等问题,采用软件联合仿真则能够准确、快速地对行星齿轮的疲劳寿命进行预测。

1 电动机类型及驱动计算

永磁无刷直流电动机具有调速范围广、调速性能平滑、启动力矩大、易于控制、运行可靠、效率高、免维护、以及寿命长等优点^[3]。因此,选择某永磁无刷直流电机为行星齿轮变速器的驱动电机,特性曲线如图1所示。在0~3 000 r/min时间内,电机输出扭矩恒定为145 N·m,电动机功率成线性增大;在3 000~9 000 r/min时间内,电动机转矩随转速的增大而减小电动机功率恒定为45.5 kW。电动机输出动力依次通过变速箱,万向传动装置以及驱动桥(主减速器、差速器和半轴),最后传到驱动车轮,主减速比 $i_0=1.5$,车轮半径为0.25 m,传动效率 $\eta_T=0.96$ ^[4]。本文仅考虑变速箱中单排行星轮系,太阳轮输入,齿圈固定,行星架输出。参考富康车自动变速器行星齿轮参数,选取行星轮系中直齿轮模数均为1.5,

收稿日期:2017-06-08 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.2018.04.08

基金项目:石家庄市科研计划项目(161080401A)

作者简介:刘旋(1991—),男,硕士研究生,研究方向为车辆现代设计理论与方法。E-mail:1358663948@qq.com

刘旋,冯国胜,冯亚坤.基于 ADAMS 动载荷谱的行星齿轮弯曲疲劳寿命预测[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2018,31(4):46-51.

压力角 20° , 太阳轮齿数 $Z_1=42$, 行星轮齿数 $Z_2=16$, 齿圈齿数 $Z_3=74$, 齿宽均为 19 mm, 可求得传动比

$$i_g : i_g = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} = 1 + \frac{74}{42} = 2.76。$$

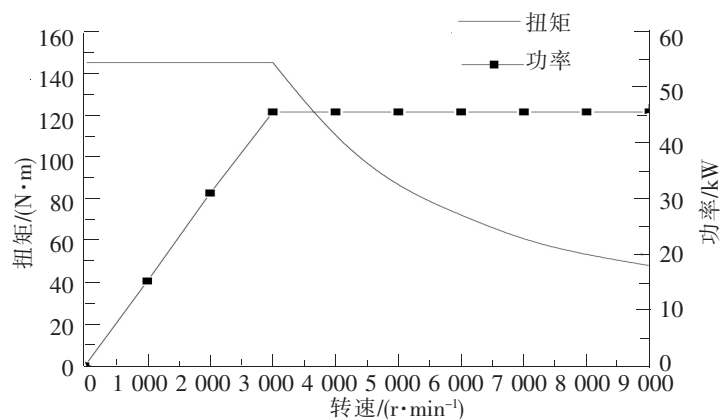


图1 永磁无刷直流电动机机械特性

当电动机输出转速为 3 000 r/min 并稳定时,电机输出扭矩为 145 N·m,此时电动汽车匀速行驶,可

求得车速 $u_a : u_a = 0.377 \frac{r n}{i_g i_0} = 0.377 \times \frac{0.25 \times 3\,000}{1.5 \times 2.76} = 63.8 \text{ km/h}。$

电动汽车驱动 $F_t : F_t = \frac{T_q i_g \eta_T}{r} = \frac{145 \times 2.76 \times 1.5 \times 0.96}{0.25} = 2\,305.15 \text{ N}。$

由于电动机稳定在 3 000 r/min,电动汽车以 68.3 km/h 速度作匀速直线运动,此时驱动力 F_t 等于滚动阻力 F_f 与空气阻力 F_w 之和(不考虑坡度阻力): $F_t = F_f + F_w = 2\,305.15 \text{ N}。$

可求得行星架上承受的负载扭矩 $T_1 : T_1 = \frac{(F_f + F_w)r}{i_0} = \frac{2\,305.15 \times 0.25}{1.5} = 384.2 \text{ N} \cdot \text{m}。$

2 有限元分析

2.1 ABAQUS 接触问题

在 ABAQUS/Standard 中,接触模拟可以通过定义接触面或者接触单元来进行接触分析。接触面包括以下 3 类:①由单元构成的柔体接触面或刚体接触面(离散性刚体)。②由节点构成的接触面。③解析性刚体接触面^[5]。

2.2 直齿轮有限元分析

运用三维分析软件 SolidWorks 插件 GearTrax 绘制单排行星齿轮模型如图 2 所示。考虑到 ABAQUS 对整个行星齿轮机构的接触问题计算量较大,因此截取太阳轮 5 个齿和行星轮 4 个齿进行计算,如图 3 所示。

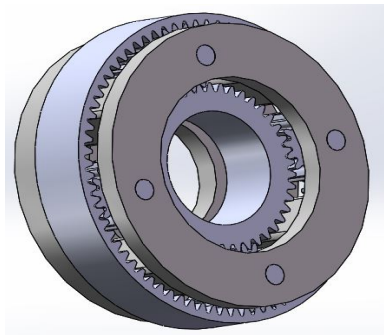


图2 行星齿轮三维图

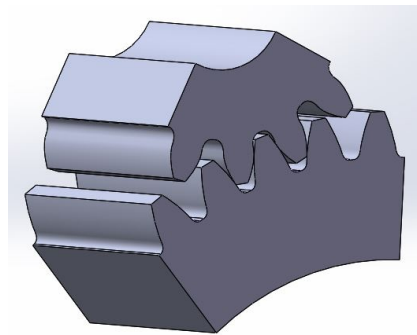


图3 截取直齿轮模型

(1)定义材料和接触类型。通过查阅机械设计手册,根据行星齿轮的实际应用以及各材料的力学特性,选择 20CrMnTi 作为行星齿轮的材料,弹性模量为 2.07×10^5 MPa,泊松比为 0.25,密度为 7.86×10^3 kg/m³,拉伸强度为 1 080 MPa,屈服强度为 835 MPa。选取如图 4 二对接触面进行静力学接触分析,由于齿轮之间的接触是非线性的,因此采用接触部位之间不会发生相互穿透的罚函数接触算法和面对面接触方式。为了与实际齿轮啮合一致,齿轮之间设置小滑移,接触类型为硬接触,摩擦系数为 0.1。由于齿轮装配有误差,因此设置位置误差限度为 0.05 mm^[6]。

(2)设置分析步和边界条件。为避免 ABAQUS 接触摩擦计算的不收敛,设置 2 个分析步,先施加一个小载荷,时间为 1 s,然后再施加需要的载荷,时间为 5 s。采用耦合的方法在行星轮的旋转中心施加全约束,同样在太阳轮的旋转中心施加 x, y, z 3 个方向的位移约束^[7],如图 4 所示。

(3)施加载荷和划分网格。在太阳轮耦合点处施加转矩,按分析步加载。考虑到齿轮损伤主要发生在轮齿上,因此对轮齿周围进行网格细分,其它部分进行粗糙划分。为保证计算的精度和缩短计算的时间,选用 C3D8R 八节点线性六面体网格单元,划分的网格单元个数为 192 345,划分网格如图 5 所示。

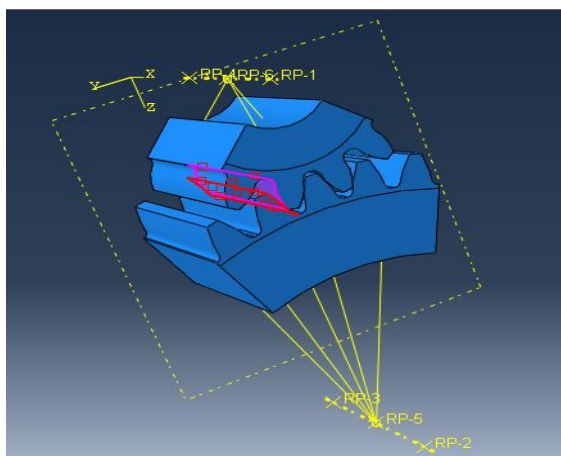


图 4 直齿轮接触和加载图

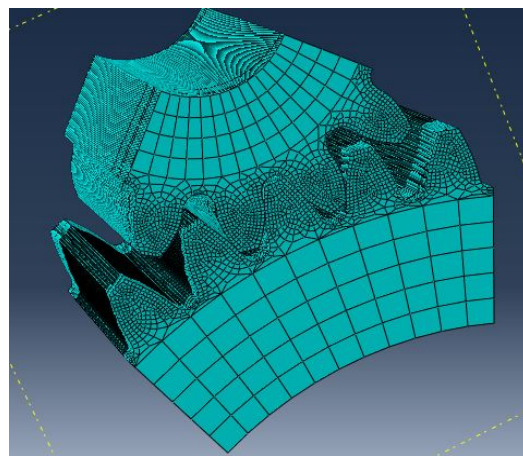


图 5 直齿轮网格划分图

2.3 静力学分析结果

在 ABAQUS 中进行静力学计算,求得如图 6 应力云图结果。太阳轮和行星轮接触分析最大应力发生在太阳轮齿根圆角处,最大应力值为 246.4 MPa。 $\sigma = 246.4 < [\sigma] = \frac{\sigma_{\max}}{n} = \frac{835}{2.5} = 334$ MPa,其中, σ 为分析求得应力值; $[\sigma]$ 为许用应力值; $\sigma_{\max}$ 为材料屈服极限,取 1.5~2.5。

由此可知,最大应力值小于许用应力值,符合实际齿轮啮合要求。太阳轮齿根圆角处应力最大,一方面是由于齿轮的重合度不是整数,啮合过程中齿轮对数发生变化,导致齿轮载荷发生突变而引起的。另一方面是由于齿轮啮合误差,导致啮合冲击引起的^[8]。

3 ADAMS 行星齿轮啮合载荷谱

ADAMS 是 MSC Software 公司开发的机械系统动力学自动分析仿真平台。借助 ADAMS 可以建立复杂机械系统的虚拟样机,可模拟实际工作条件各种复杂工况的运动情况,可以对系统的各种动力学性能进行有效评估。同时,ADAMS 提供了强大的齿轮仿真平台^[9]。

在 ADAMS 中模拟了电动机输出转速从 0 加载到 3 000 r/min 并恒定,输出扭矩恒为 145 000 N·mm,通过传动轴传递到太阳轮上,行星架负载扭矩从 0 加载到 384 200 N·mm 并恒定情况下动力学仿真,如图 7 所示。虚拟仿真基本参数为:太阳轮上施加转速为 $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 1, 18\ 000)$, 18 000 °/s 即为 3 000 r/min,施加扭矩为 145 000 N·mm;在行星架上施加负载扭矩 $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 1, -384\ 200)$ 。二齿轮之间加碰撞力,啮合刚度为 1.5×10^6 N·mm⁻²,阻尼系数为 10 N·s·mm⁻²,碰撞力指数为 1.5^[10],构件之间添加运动

副:在太阳轮与地 Ground、行星轮与行星架、行星架与地 Ground 之间添加转动副;在齿圈与地 Ground 之间添加固定副;在太阳轮与行星轮、行星轮与齿圈之间添加接触副;太阳轮上添加驱动副;行星架上添加负载扭矩。通过仿真求得了太阳轮和行星轮之间啮合力矩的载荷谱,如图 8 所示。

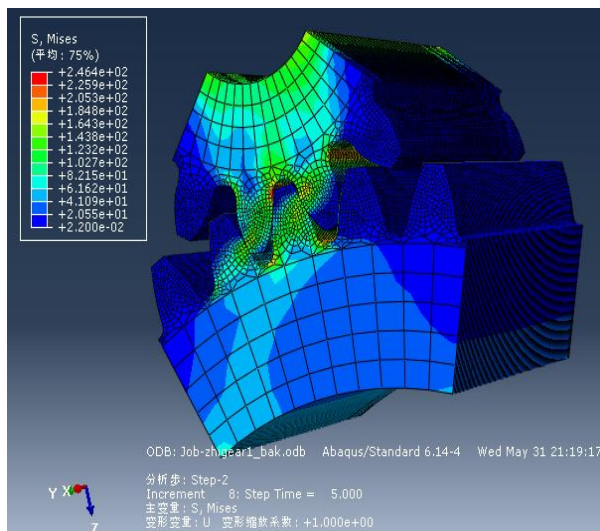


图 6 直齿轮应力云图

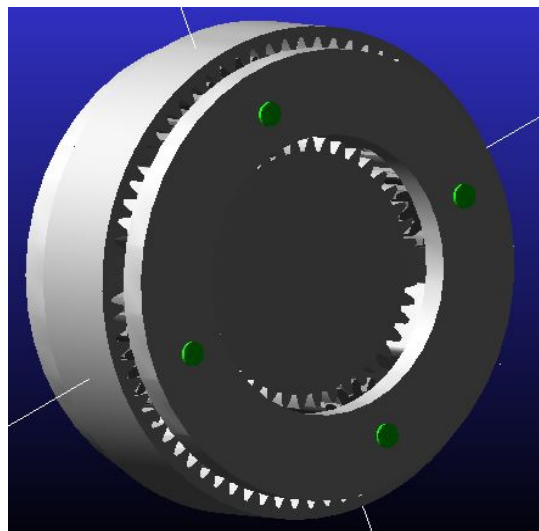


图 7 行星直齿轮动力学仿真

由图 8 可知,在 0~1 s 时间内,太阳轮和行星轮之间的啮合力矩处于波动上升趋势。这是由于在此时间内电动机转速由 0 平缓上升到 3 000 r/min,该过程电动机输入恒扭矩传递到太阳轮,太阳轮上扭矩经过行星轮传递到行星架上(齿圈固定),这个过程有增扭的作用,传递到行星架上的扭矩大于行星架上承载的负载扭矩,该过程处于电动汽车加速阶段,因此太阳轮和行星轮之间的啮合力矩处于波动上升趋势。

在 1~6 s 时间内,太阳轮和行星轮之间的啮合力矩趋于一个稳定值。这是由于电动机输出转速稳定在 3 000 r/min,处于电动汽车匀速行驶阶段,太阳轮传递到行星架上的扭矩和行星架上承载的负载扭矩达到平衡。由于啮合冲击仍然存在,因此啮合载荷会有上下的波动。

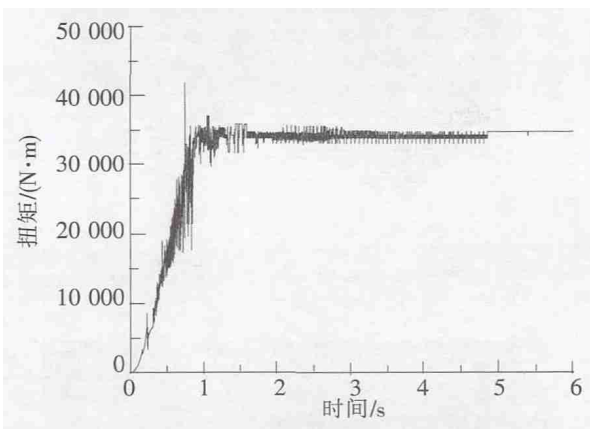


图 8 太阳轮和行星轮啮合力矩载荷谱

4 nCode DesignLife 疲劳寿命评估

疲劳损伤发生在受交变载荷作用的部件。引起疲劳破坏的循环载荷最大值一般都要比静态断裂分析出来的最大安全载荷要小很多^[11]。nCode DesignLife 是 nCode 公司开发的 CAE 疲劳分析仿真软件,可以解决复杂机械部件的疲劳寿命问题,为机械部件的优化设计提供了设计思路。

在 nCode DesignLife 中操作流程如图 9 所示,在 FEInput1 中加载 ABAQUS 结果文件(fil 格式),将 ADAMS 求得扭矩载荷谱文件(dac 格式)加载到时间序列图中,在 SNAnalysis1 中设置齿轮材料属性,即可自动获得齿轮材料 S-N 曲线如图 10 所示,并建立载荷谱时间序列和分析步时间序列的关联,在 FEDisplay1 中得出分析结果^[12]。

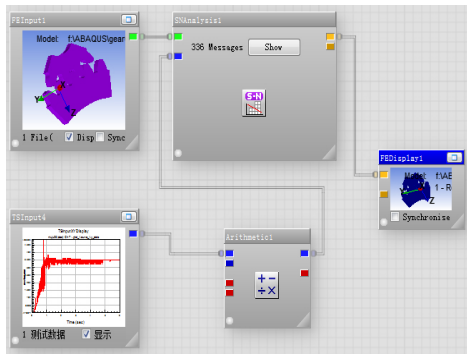


图 9 nCode DesignLife 分析流程图

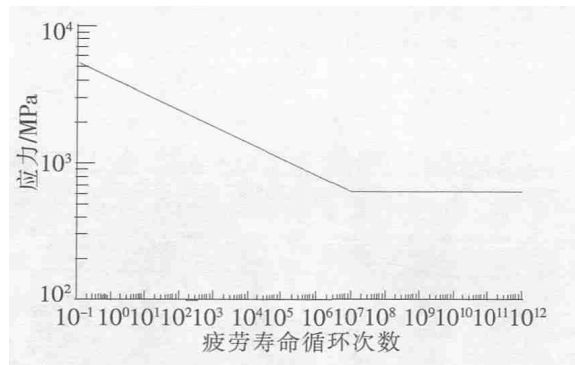


图 10 齿轮材料 S-N 曲线图

疲劳仿真结果如图 11, 图 12 所示, 分别为单组齿轮啮合疲劳寿命分布云图和局部放大云图; 图 13, 图 14 分别为单组齿轮啮合损伤分布云图和局部放大云图。由图可知, 太阳轮和行星轮啮合的最低疲劳寿命循环次数为 2.791×10^6 次, 主要集中在太阳轮齿根圆角处, 其它部位均大于 e^7 , 而材料的永久疲劳寿命为 e^7 , 可通过齿轮表面处理技术, 修改轮齿过渡圆角半径, 即可达到齿轮的永久疲劳寿命。在行星齿轮运行过程中, 在不考虑齿轮齿面的接触损伤时, 齿轮最有可能发生失效的位置为太阳轮齿根圆角处, 也就是说齿轮在循环外载荷的作用下, 太阳轮齿根圆角处最容易折断。

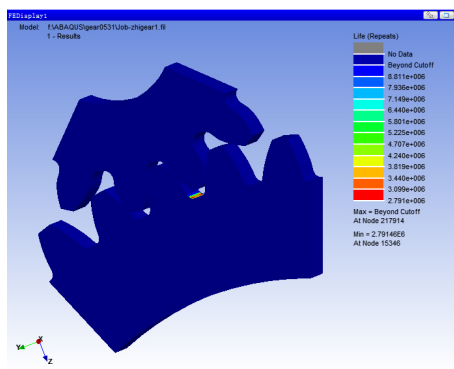


图 11 齿轮啮合疲劳寿命分布云图

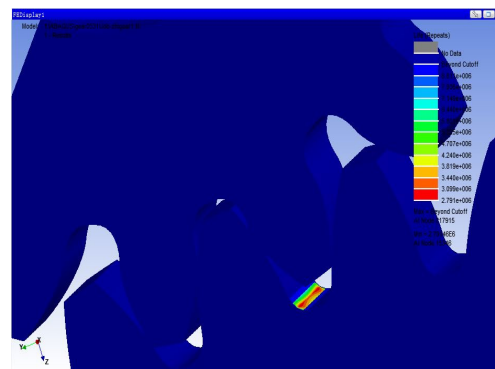


图 12 齿轮啮合疲劳寿命局部放大云图

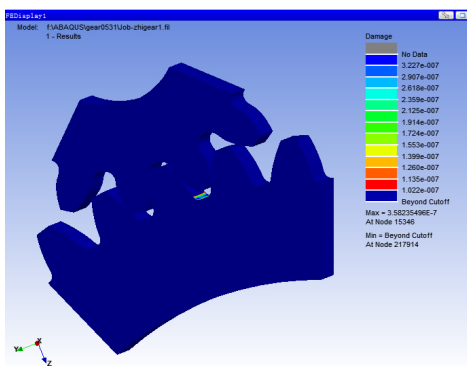


图 13 齿轮啮合损伤分布云图

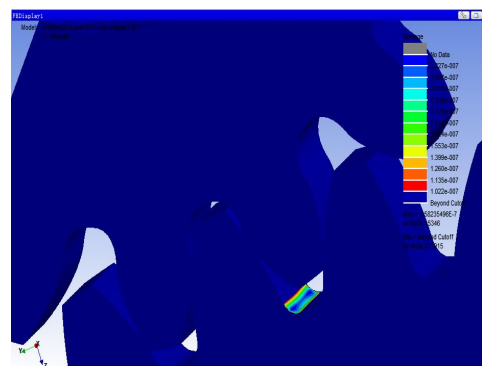


图 14 齿轮啮合损伤局部放大云图

5 结论

(1) 运用有限元软件 ABAQUS 对单组太阳轮和行星轮进行了有摩擦的齿轮弯曲应力计算, 当在太阳轮上施加最大扭矩 $145 \text{ N} \cdot \text{m}$, 行星轮固定时, 太阳轮齿根圆角处所承受的应力最大为 246.4 MPa , 小于许用应力 334 MPa 。验证了在静载荷的作用下, 太阳轮和行星轮啮合强度符合要求, 解决了齿轮摩擦接

触不收敛问题。

(2)运用动力学仿真软件 ADAMS 模拟了电动机转速从 0 加载到 3 000 r/min 并恒定,输出扭矩恒为 $145 \text{ N} \cdot \text{m}$,通过传动轴将扭矩和转速传递到太阳轮上,行星架负载扭矩从 0 加载到 $384.2 \text{ N} \cdot \text{m}$ 并恒定情况下行星齿轮动力学仿真,求得了太阳轮和行星轮啮合合力矩载荷谱。与加载正弦曲线载荷谱相比,该载荷谱更接近实际运行工况。

(3)运用疲劳分析软件 nCode DesignLife 对太阳轮和行星轮进行了疲劳寿命分析,获得了齿轮材料的 S-N 曲线,并仿真得到了行星齿轮的疲劳寿命为 $2.791\text{e}6$ 次循环次数,疲劳损伤主要集中在太阳轮齿根圆角处,其它部位均大于永久疲劳寿命 $e7$ 。实际应用中,在经过对太阳轮进行材料表面处理 and 修改轮齿过渡圆角半径之后,即可达到行星齿轮的永久疲劳寿命,理论上符合行星齿轮的设计要求。结合实际发现,斜齿轮在行星齿轮系中的运用广泛,下一步将对行星斜齿轮进行强度特性分析和疲劳寿命预测。

参 考 文 献

- [1]陆陪川. 载荷分流式行星齿轮系统的分析与实验[D]. 济南:山东大学机械工程学院,2016.
- [2]俞必强,李威,薛建华. 基于动载荷谱的齿轮弯曲疲劳寿命预测[J]. 北京科技大学学报,2013,35(6):813-817.
- [3]余志生. 汽车理论[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社,2009:2-16.
- [4]门保全. 电动汽车[M]. 湖南:湘潭大学出版社,2010:101-103.
- [5]赵腾伦. ABAQUS6.6 在机械工程中的应用[M]. 北京:中国水利水电出版社,2007:238-242.
- [6]刘鹏. 基于数据挖掘的斜齿轮传动系统参数化设计技术研究[D]. 锦州:辽宁工业大学机械与自动化学院,2014.
- [7]王义. 汽车变速箱齿轮接触分析与修形研究[D]. 沈阳:东北大学机械与自动化学院,2010.
- [8]魏沛堂. 平行轴变齿厚斜齿轮传动齿面生成与啮合特性分析[D]. 重庆:重庆大学机械工程学院,2010.
- [9]陈志伟,董月亮. MSC Adams 多体动力学仿真基础与实例解析[M]. 北京:中国水利水电出版社,2012:1-2.
- [10]孙胜苗,龚宪生. 空气压缩机用斜齿轮副的有限元分析及疲劳寿命预测[D]. 重庆:重庆大学机械工程学院,2013.
- [11]李鹏飞,冯国胜,贾素梅. 矿用自卸车车架振动疲劳寿命分析[J]. 石家庄铁道大学学报:自然科学版,2016,29(1):97-102.
- [12]尹士邦. 基于载荷谱的航空发动机传动齿轮疲劳寿命研究[D]. 沈阳:沈阳航空航天大学机电工程学院,2012.

Prediction of Bending Fatigue Life of Planetary Gear Based on ADAMS Dynamic Load Spectrum

Liu Xuan, Feng Guosheng, Feng Yakun

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: In order to predict the life cycle of electric vehicle automatic transmission, the bending fatigue life of planetary gears was studied. The static friction contact analysis of a single group of sun wheel and planetary gear wheel was carried out by using ABAQUS software. It solved the problem that the frictional contact between gears did not converge. The maximum stress of gear meshing occurred at the corner of the root of the sun gear, which was less than the allowable stress of the material. The bending strength of the gears was verified. The dynamic simulation of planetary gear was carried out by ADAMS dynamics simulation software, and the torque load spectrum of the sun wheel and planetary gear was obtained, which accorded with the actual working condition of gear. ABAQUS statics results file and ADAMS load spectrum were introduced into fatigue analysis software nCode DesignLife to obtain the planetary gear fatigue life cycles. It was concluded that the most prone to fatigue damage in the planetary gear parts was for sun wheel tooth root fillet, which provided a theoretical basis for the optimization of gear.

Key words: planetary gear; finite element; load spectrum; fatigue life