

doi: 10.7690/bgzdh.2019.10.016

车轮动态径向疲劳寿命预测

杨云端, 高旭东, 王 皓, 李 坤, 李宗泽
(南京理工大学机械工程学院, 南京 210094)

摘要: 为解决汽车车轮安全使用性能和寿命要求的问题, 对车轮动态径向疲劳寿命进行预测。建立车轮在径向疲劳试验工况下的有限元模型, 通过施加呈余弦函数分布的径向载荷, 结合车轮的动态特性, 运用 nCode DesignLife 软件对其进行疲劳分析, 预测车轮在径向疲劳实验时的疲劳寿命。研究表明: 车轮的轮辐中部、内轮缘、轮辋内胎圈座处和轮辋内侧是疲劳损伤的主要部位, 可为车轮结构的进一步优化提供依据。

关键词: 车轮; 径向疲劳; 动态特性; 有限元分析; 疲劳寿命

中图分类号: TP311.562 **文献标志码:** A

Life Prediction of Wheel Dynamic Radial Fatigue

Yang Yunduan, Gao Xudong, Wang Hao, Li Kun, Li Zongze

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science & Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: In order to solve the problem of safe use performance and life requirements of the vehicle wheels, the dynamic radial fatigue life of the wheel was predicted. The finite element model under radial fatigue test conditions is established, and radial load distributed by the cosine function was applied, and combining the dynamic characteristics of the wheel, the fatigue analysis is performed by nCode DesignLife software to predict the fatigue life of wheel during the radial fatigue test. The results show that the middle part of the wheel spoke, the inner rim, the inner bead seat of the rim and the inner side of the rim are the main parts of the fatigue damage, which provides a basis for further optimization of the wheel structure.

Keywords: wheel; radial fatigue; dynamic characteristics; FEM simulation; fatigue life

0 引言

车轮作为汽车行驶系统中的主要承载零部件, 汽车与地面之间的所有相互作用力和力矩均通过车轮传递, 其力学性能和疲劳性能对整车能否安全行驶至关重要。径向疲劳实验主要用于模拟车辆在公路上直线行驶的工况, 以检验车轮此工况下结构的合理性和疲劳特性。J.Stearns 等通过实验和有限元分析比较, 得出轮胎对车轮的作用力分布近似为一定角度范围内的余弦函数^[1]。RAJU.P.Pamamurty 等对铝合金车轮进行了径向疲劳实验工况下的静力学分析及疲劳分析^[2]; 韦东来等将动态接触转化成可相对移动的缓冲过渡层, 提出径向疲劳模型中轮胎与轮辋接触问题的解决办法^[3]; 颜伟泽等采用疲劳寿命计算理论及 ANSYS 软件预估了一款钢制车轮的疲劳寿命^[4]; 康淑贤等通过有限元分析校核了车轮径向和弯曲疲劳工况下的强度和刚度, 并进行了结构优化^[5]; 单颖春等构建了车轮和胎圈座间接触压力分布模型^[6]。

笔者通过施加精确的变载荷, 保证了有限元仿

真的精度, 并与疲劳计算相结合, 预测了铝合金车轮径向疲劳实验工况下的疲劳寿命和疲劳损伤分布, 为结构的优化提供了依据。

1 车轮动态径向疲劳试验标准简介

依据国家标准 GB/T 5334—2005^[7]规定, 动态径向疲劳实验装置如图 1 所示。在驱动转鼓带动车轮转动的同时, 给它一个垂直于接触面的恒定的径向载荷, 直至车轮的任何部位可见疲劳裂纹, 或者不能持续承受载荷至所要求的循环次数。

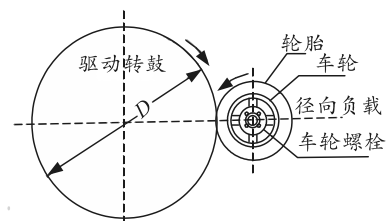


图 1 车轮动态径向疲劳实验装置

径向载荷的大小计算公式如下:

$$F_r = F_v K. \quad (1)$$

式中: F_v 为车轮或汽车制造厂规定的额定负载, 文

收稿日期: 2019-05-10; 修回日期: 2019-06-26

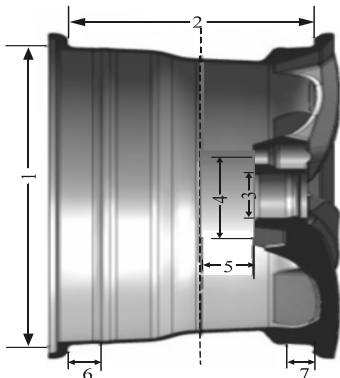
作者简介: 杨云端(1993—), 女, 江苏人, 硕士, 从事计算机辅助工程研究。E-mail: 15062715103@163.com。

中为 615 kg; K 为国标规定的试验强化系数, 文中为 2.25^[7]; F_r 为车轮径向疲劳试验的径向载荷, 经计算为 13 560.750 N。

2 车轮的有限元分析

2.1 车轮结构

笔者以 15×6J 尺寸的直辐条掏料型铝合金车轮为研究对象。车轮的尺寸如图 2 所示, 具体参数为: 轮辋名义直径为 15 英寸, 轮辋宽度为 6 英寸, 轮辋上的内胎圈座宽度为 21.260 mm, 半径为 189.800 mm, 外胎圈座宽度为 19.620 mm, 半径为 189.800 mm; 车轮中心孔直径为 57.100 mm; 车轮安装面距离轮辋宽度中心线的偏置距离为 38 mm; 安装面上有 5 个螺栓孔, 其对应的节圆直径为 100 mm。铝合金的材料牌号为 ZL101, 其材料参数如表 1 所示。



1. 轮辋名义直径; 2. 轮辋宽度; 3. 中心孔直径; 4. 螺栓孔节圆直径; 5. 偏距; 6. 内胎圈座宽度; 7. 外胎圈座宽度。

图 2 车轮尺寸

表 1 ZL101 材料参数

材料	泊松比	弹性模量/	屈服强度/	极限抗拉强度/	密度/
		MPa	MPa	MPa	
ZL101	0.33	7.0×10 ⁴	210	275	2 700

因车轮造型复杂多变, 笔者以变曲率曲面为主。如图 3 所示, 为提高网格质量, 便于后续施加径向载荷, 将不影响结构受力的倒角删除, 对车轮进行切割分块, 将轮辋周向分成 36 等分, 再将块组成体。利用 Workbench 的虚拟拓扑功能进行合并面操作, 以简化模型的细节特征。



图 3 简化处理后的车轮模型

网格采用四面体网格, 胎圈座部分网格尺寸为

2 mm, 并由此处沿两边的切割块逐层递增, 轮辋部分网格尺寸以 5 mm 为主, 轮辐部分以 3 mm 为主, 总计 1 167 804 个单元, 1 764 065 个节点。车轮的有限元模型如图 4 所示。



图 4 车轮有限元模型

2.2 车轮边界条件分析

动态径向疲劳试验时, 将装有轮胎的车轮安装到转鼓上进行实验, 转鼓将径向载荷作用于轮胎, 再由轮胎作用到车轮上; 因此, 施加的约束为: 车轮的螺栓孔侧面和安装面施加固定约束, 全约束其六个自由度。车轮上所受力分别为: 1) 胎圈座间遍布整个轮辋上的胎压, 按实验标准取值为 0.450 MPa; 2) 内外胎圈座上按余弦分布的径向载荷, 余弦载荷如图 5 所示。

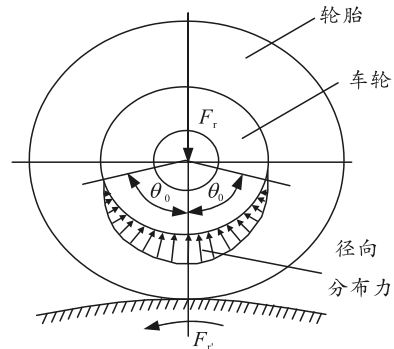


图 5 余弦载荷

径向力分布如下式:

$$W_{\theta} = W_0 \cos\left(\frac{\pi\theta}{2\theta_0}\right) \quad (2)$$

式中: θ 为径向分布力加载的偏转角; θ_0 为径向分布力加载的最大偏转角; W_{θ} 为偏转角为 θ 时对应的径向分布力; W_0 为车轮中轴线处即偏转角为 0 时对应的最大径向分布力值。

对式(2)进行积分:

$$F_r = B \int_{-\theta_0}^{\theta_0} W_{\theta} \cdot r_b d\theta \quad (3)$$

由 J.Stearns 博士的研究可知, θ_0 取值范围为 30°~40°^[1], 笔者取 40°, 将相关参数代入, 最终可得:

$$W_{\theta_1} = \frac{F_r}{8r_b b_1} \cdot \frac{\pi}{\theta_0} \cos\left(\frac{\pi \cdot \theta}{2 \cdot \theta_0}\right) = 1.89 \cos(2.25\theta); \quad (4)$$

$$W_{\theta_2} = \frac{F_r}{8r_b b_2} \cdot \frac{\pi}{\theta_0} \cos\left(\frac{\pi \cdot \theta}{2 \cdot \theta_0}\right) = 2.05 \cos(2.25\theta). \quad (5)$$

式中： B 为胎圈座承载载荷的总宽度和； r_b 为胎圈座半径， b_1 和 b_2 分别为内外胎圈座宽度； W_{θ_1} 和 W_{θ_2} 分别为内外胎圈座处偏转角为 θ 时的径向分布力。

2.3 加载流程

为了模拟出车轮转动的效果，假设车轮静止不动，而通过载荷步形式使径向分布力绕着车轮旋转。设置 2 个载荷步间，径向分布力转过 10° ，总计 36 个载荷步。旋转载荷如图 6 所示。

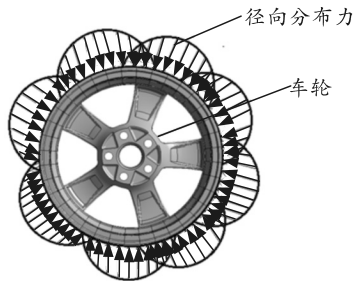


图 6 旋转载荷

在 Workbench 中直接施加同时随坐标和时间变化的函数载荷一直是一个难点，大多数学者采用等效分力替代连续性余弦载荷，再用载荷步控制时间。笔者通过外部数据导入加载点坐标和载荷大小，沿着内外胎圈座表面每隔 1° 设置一个加载点，并通过插值映射方法实现在目标面上施加余弦型载荷，同时通过载荷步控制加载时间，更加精确地施加了载荷，保证仿真的精度。导入外部数据的方式如图 7 所示，单个载荷步下的变载荷施加效果如图 8 所示。

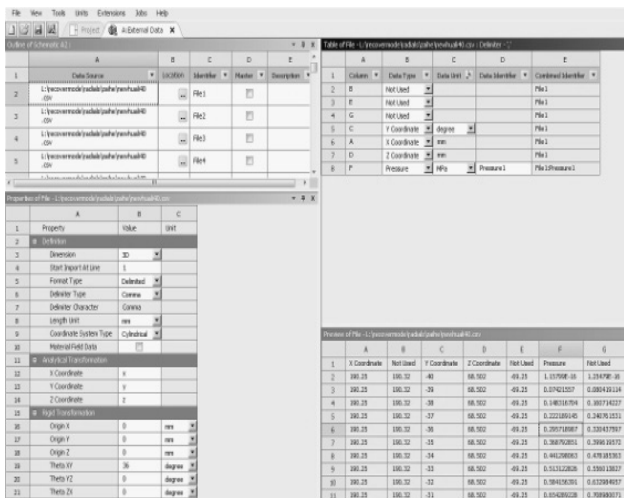


图 7 导入外部数据

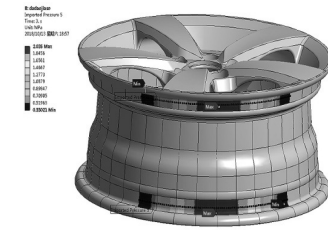


图 8 单个载荷步下的变载荷施加

胎压是静止不动的，且均匀分布于轮辋上。最终胎压、径向载荷、约束的整体施加效果如图 9。

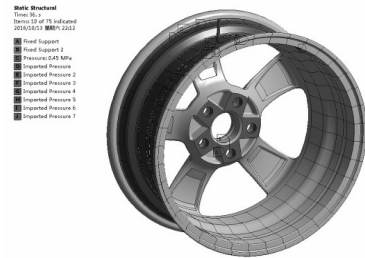


图 9 整体施加效果

2.4 径向疲劳有限元分析结果

车轮主要以疲劳破坏为主，屈服准则符合第四强度理论，当剪切应力达到一定值时，材料开始屈服进入塑性状态，故后处理中选用 Von-Mises 应力作为输出。第四强度理论计算公式为

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (6)$$

式中： σ_m 为 Von-Mises 等效应力； σ_1 、 σ_2 、 σ_3 为主应力。最终得到车轮的应力如图 10 所示。



(a) 车轮应力图正面



(b) 车轮应力图背面

图 10 车轮应力

在径向疲劳实验中，最大应力出现在车轮背面的轮辐中部，最大应力值达到 104.680 MPa，接着

是内轮缘、内胎圈座处和轮辋内侧。参考其他铝合金车轮的有限元分析和实验^[8-11]，结果基本相同。车轮的最大应力远小于铝合金材料的屈服强度，证明车轮设计的强度满足要求。

车轮的变形云图如图 11 所示。

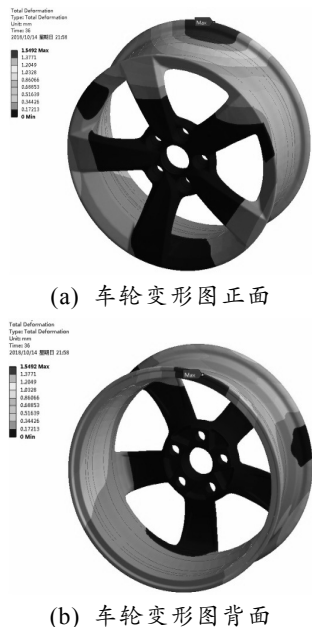


图 11 车轮变形

由图可知：最大变形发生在车轮的内轮缘、内胎圈座处及轮辋内侧，其中最大值为 1.549 mm，对应的刚度为 8 772.754 N/mm，满足车轮的刚度要求。

3 车轮径向疲劳寿命分析

3.1 材料的 S-N 曲线修正

国标规定径向疲劳试验下该车轮的循环次数必须大于 5×10^5 ，属于高周疲劳问题。笔者通过 nCode DesignLife 软件，采用名义应力法分析车轮的损伤分布并预测疲劳寿命。 $R=-1$ 时的材料 S-N 曲线如图 12 所示，表示一定循环特征下，标准试件的疲劳强度与疲劳寿命之间的关系。

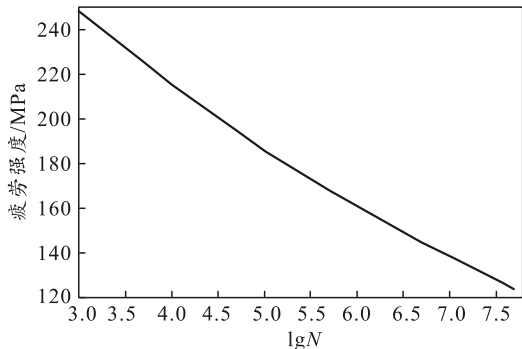


图 12 材料的 S-N 曲线

笔者在材料 S-N 曲线的基础上，考虑车轮疲劳

寿命的其他影响因素，通过修正系数得到零件的 S-N 曲线。查询手册^[12]，取尺寸修正系数 $\epsilon=0.68$ ，疲劳强度降低系数 $K_f=1$ ，表面加工系数 $\beta=0.95$ 。修正后的 S-N 曲线如图 13 所示。

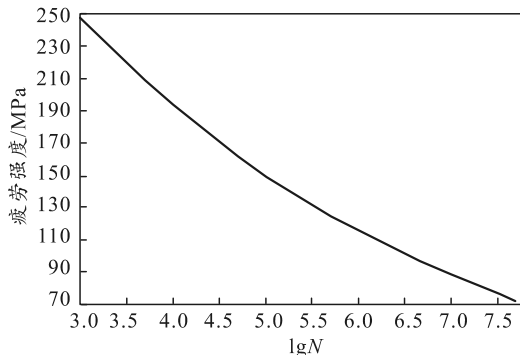


图 13 修正后的 S-N 曲线

3.2 疲劳寿命分析求解流程

将有限元分析得到的车轮应力结果、载荷步和材料等数据导入到 Workbench 工作台集成的 nCode SN TimeStep 模块中。自动生成疲劳寿命分析流程如图 14 所示。

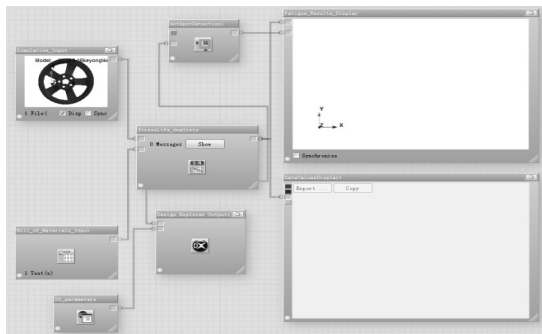


图 14 疲劳寿命分析流程

在求解系统中设置使用 Goodman 理论对平均应力进行修正^[13]，其应力修正公式如下：

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right) \quad (7)$$

式中： σ_a 为修正应力； σ_{-1} 为许用疲劳应力； σ_m 为平均应力； σ_b 为抗拉强度。求解后的车轮整体径向疲劳寿命云图如图 15 所示。



(a) 疲劳寿命云图正面



(b) 疲劳寿命云图背面

图 15 疲劳寿命云图

通过热点探测功能,识别出 10 处损伤最严重区域均在车轮背面的轮辐中部。热点探测定位如图 16 所示。

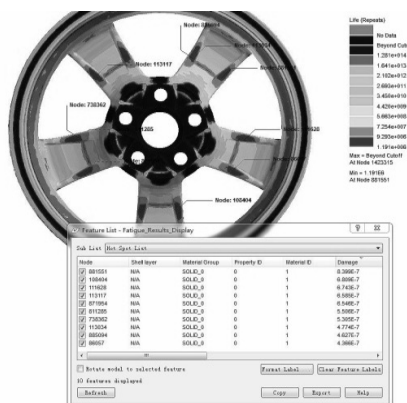


图 16 热点探测定位

3.3 车轮径向疲劳寿命预测结果

由图可知:车轮寿命最薄弱处为轮辐中部,最短寿命约为 1.191×10^6 次循环,其次薄弱部位为内轮缘、胎圈座处等,与应力结果相匹配。车轮整体满足国标对该款车轮的循环次数的要求,且有较大的设计余量。

4 结束语

1) 在 Workbench 平台中,可以通过导入外部数据的方式,实现空间和时间同时变化的变载荷施加,达到模拟车轮动态旋转的效果,更符合径向疲劳试验实际工况。

2) 仿真结果表明,车轮的强度、刚度和疲劳预测寿命均满足国标要求。除了轮辐中部、内轮缘、内胎圈座处和轮辋内侧外,其余地方设计余量过多,可以对车轮进一步优化,以提高经济性和安全性。

参考文献:

- [1] STEARNS J, SRIVATSAN T S, PRAKASH A, et al. Modeling the mechanical response of an aluminum alloy automotive rim[J]. Materials Science and Engineering: A, 2004, 366(2): 262-268.
- [2] RAJU P R, SATYANARAYANA B, RAMJI K, et al. Evaluation of fatigue life of aluminum alloy wheels under radial loads[J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(5): 791-800.
- [3] 韦东来, 崔振山. 铝合金车轮径向疲劳试验的数值仿真[J]. 机械强度, 2008(6): 998-1002.
- [4] 颜伟泽, 郝艳华, 黄致建, 等. 车轮径向疲劳试验有限元仿真及疲劳寿命估算[J]. 机械设计与制造, 2011(6): 27-29.
- [5] 康淑贤, 郝艳华, 黄致建. 汽车轮毂造型设计与结构分析[J]. 机械设计, 2013(12): 32-36.
- [6] 单颖春, 刘旺浩, 刘献栋, 等. 汽车车轮胎唇胎圈座间接触压力分布模型的构建[J]. 汽车工程, 2016(4): 482-487.
- [7] GBT 5334—2005 乘用车车轮性能要求和试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
- [8] 郑松林, 郑钻玺, 徐洪慧, 等. 汽车镁合金车轮动态特性分析[J]. 汽车工程, 2011(2): 148-151.
- [9] 严世榕, 何龙军. 汽车镁合金车轮的动态性能分析及结构优化设计[J]. 福州大学学报(自然科学版), 2014(4): 584-590.
- [10] 吉军, 张辉, 张宣妮, 等. 铝合金车轮动态径向疲劳试验仿真分析与寿命预测[J]. 咸阳师范学院学报, 2011(2): 22-26.
- [11] 李维俊, 邹武锦. ANSYS Workbench在铝合金轮毂结构静力学分析中的应用[J]. 山东工业技术, 2017(19): 7-9.
- [12] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003: 50-132.
- [13] 付稣昇. ANSYS Workbench 17.0 数值模拟与实例精解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2017: 249-250.