

测试·分析

非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命仿真分析研究

韩雪^{1,2}, 顾博超², 刘晨², 叶欣², 卢咏来^{1,2}, 李凡珠^{1,2*}

(1. 北京化工大学 有机无机复合材料国家重点实验室, 北京 100029; 2. 北京化工大学 材料科学与工程学院, 北京 100029)

摘要:非充气轮胎不存在爆胎风险, 疲劳性能是其设计过程中重点关注的性能指标。本工作基于橡胶材料的疲劳裂纹扩展理论和临界平面分析法, 运用Abaqus和Endurica软件联合仿真的有限元分析方法, 进行了非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命预测; 系统分析了有限元网格类型及网格尺寸对非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命的影响, 从而为高性能、长寿命非充气轮胎的优化设计提供理论和技术支撑。

关键词:非充气轮胎; 弹性支撑体; 疲劳寿命; 有限元分析; 网格划分

中图分类号: TQ336.1

文献标志码: A

文章编号: 1000-890X(2023)12-0985-09

DOI: 10.12136/j.issn.1000-890X.2023.12.0985



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

近年来科技飞速发展, 传统充气轮胎难以满足人们对新型轮胎日益增长的要求。非充气轮胎的设计理念应运而生, 目前非充气轮胎已成为轮胎行业重点研究的新一代产品。非充气轮胎的典型结构见图1^[1], 它包括胎面、增强剪切带、弹性支撑体和轮辋4个部分。非充气轮胎弹性支撑体由高强度、高韧性、耐疲劳的橡胶材料制成, 其取代了传统充气轮胎的气囊结构, 避免了非充气轮胎爆胎和漏气等安全风险。非充气轮胎的接触压力和垂直刚度不再耦合, 两者相对独立, 仅通过调整弹性支撑体和剪切带的结构形式和尺寸参数就可以有效地、大范围地优化非充气轮胎的性能^[2]。目前, 米其林推出的Tweel和Uptis非充气轮胎走在行业前列, 各种类型的新概念非充气轮胎得到了很大的发展^[2-3]。

动态工况下, 疲劳性能既反映了轮胎的耐久性、安全性和可靠性等, 又决定了其全生命周期成本。橡胶材料的疲劳失效问题复杂, 橡胶产品的



图1 全地形车辆用Tweel非充气轮胎

Fig. 1 Tweel non-pneumatic tire for all-terrain vehicle

疲劳失效更是甚之。橡胶产品的实际疲劳性能测试需要结合其真实工况条件, 所用人力和物力较大及时间较长。高效精准的有限元分析法对解析橡胶产品的疲劳失效和疲劳寿命有很大的帮助。

在有限元分析中, 选用合适的网格并兼顾分析精度和计算效率是十分必要的。本工作基于橡胶材料的疲劳裂纹扩展理论和临界平面分析法, 运用Abaqus和Endurica软件联合仿真, 实现非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命预测。本文先简要

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52003024)

作者简介: 韩雪(2000—), 女, 山西太原人, 北京化工大学在读硕士研究生, 主要从事弹性体材料的疲劳性能测试与仿真分析研究。

*通信联系人(lifz@buct.edu.cn)

引用本文: 韩雪, 顾博超, 刘晨, 等. 非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命仿真分析研究[J]. 橡胶工业, 2023, 70(12): 985-993.

Citation: HAN Xue, GU Bochao, LIU Chen, et al. Simulation analysis of fatigue life of elastic spoke of non-pneumatic tire[J]. China Rubber Industry, 2023, 70(12): 985-993.

介绍橡胶材料的疲劳理论和有限元分析用网格类型,然后以三维Tweel非充气轮胎结构为分析对象,系统分析有限元网格类型及网格尺寸对非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命的影响。

1 橡胶材料的疲劳理论

1.1 疲劳概念

疲劳是指材料在某点或某些点承受周期性应力,即在一定次数的循环加载作用下形成裂纹或完全断裂时材料发生结构破坏的发展过程^[4]。橡胶材料的疲劳破坏过程既存在物理机械作用,又存在化学降解作用,是非常复杂的动态过程,因此橡胶材料的疲劳破坏机理十分复杂^[5]。断裂力学理论^[6]认为橡胶材料的疲劳破坏源于外加载荷作用,导致橡胶材料内部的微观裂纹即裂纹前兆体逐渐扩展直至破坏。

1.2 疲劳失效分析方法

通常情况下可以将橡胶材料的疲劳失效过程分为两个阶段^[7]:一是裂纹萌生阶段,在此阶段萌生的裂纹肉眼看不见;二是裂纹扩展阶段,即成核的裂纹不断扩展直至失效。与裂纹萌生阶段和裂纹扩展阶段对应的分析方法分别称为裂纹萌生法和裂纹扩展法。

裂纹萌生法($S-N$ 数据法)^[8]是基于连续介质力学观点,建立材料的应力、应变或应变能等参数与疲劳裂纹萌生寿命之间的关系,得到 $S-N$ 曲线,进而预测裂纹萌生寿命。其中, S 为损伤因子, N 为裂纹萌生寿命。 $S-N$ 数据法概念简单,易于理解,但对于橡胶材料很难得到较为精确的 $S-N$ 曲线,即橡胶材料的 $S-N$ 数据法存在数据波动大、测试成本高的问题^[5]。

裂纹扩展法($dc/dN-T$ 数据法)^[7,9]是基于断裂力学观点,给定材料的加载模式和引入初始裂纹,建立裂纹扩展速率与撕裂能之间的关系,从而预测特定裂纹的扩展过程。其中, dc/dN 为疲劳裂纹扩展速率, T 为撕裂能。 $dc/dN-T$ 数据法是以单个裂纹的扩展为研究对象,从能量角度进行疲劳扩展寿命的预测,与 $S-N$ 数据法相比,其理论研究更加深入,测试更为简单。在完全松弛的动态加载条件(最小载荷为0,最小载荷与最大载荷之比 R

为0)下,最常用且最简单的疲劳裂纹扩展法则为Thomas模型^[10],其表达式如下:

$$r = \frac{dc}{dN} = r_c \left(\frac{T}{T_c} \right)^F \quad (1)$$

式中, r 为裂纹扩展速率, r_c 为临界裂纹扩展速率, T_c 为临界撕裂能, F 为幂率指数。 r_c 和 F 可通过疲劳裂纹扩展试验得到^[11], r_c 是 T_c 对应的裂纹扩展速率。

1.3 疲劳寿命预测方法

橡胶材料的疲劳寿命是疲劳失效过程中两个阶段所对应的裂纹萌生寿命与裂纹扩展寿命之和^[7]。在理解橡胶材料的疲劳破坏机理基础上,W. V. MARS^[12-14]采用临界平面法、 $dc/dN-T$ 数据法和雨流计数法等研究了多轴载荷条件下橡胶材料的疲劳过程,提出了橡胶材料的裂纹萌生寿命计算方法。这些课题以开裂能密度代替应变能密度作为基本判据,结合裂纹扩展模型和疲劳数据,将疲劳寿命最短的平面作为裂纹扩展平面,在多轴复杂载荷作用下对橡胶材料的疲劳寿命进行预测。在此基础上,W. V. MARS综合多种因素对橡胶材料的疲劳寿命的影响,开发了Endurica软件,其用于橡胶材料疲劳寿命的有限元分析。

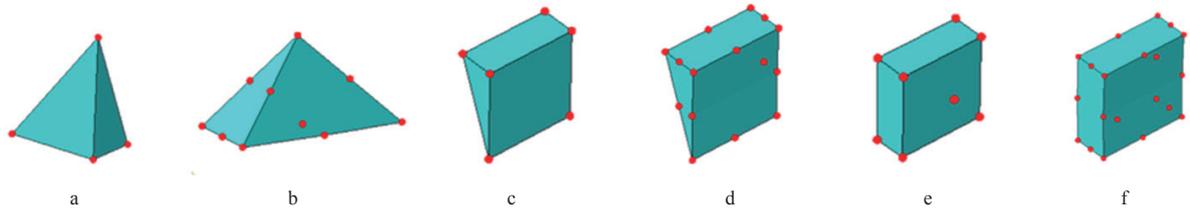
本工作首先对非充气轮胎弹性支撑体橡胶材料进行单轴拉伸、平面拉伸和双轴拉伸的应力-应变关系测试,基于拟合效果筛选出超弹性本构方程及其材料参数;然后基于Thomas疲劳裂纹扩展理论^[10],得到相应加载条件下橡胶材料的 T_c 、 r_c 和 F 等参数,确定橡胶材料内部裂纹前兆体的长度(c_0)和橡胶材料失效对应的临界裂纹长度(c_f),认定裂纹从 c_0 增长至 c_f 时橡胶材料发生了疲劳失效;最后采用Abaqus和Endurica软件进行联合仿真计算,得到非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命仿真结果。

2 网格划分

在有限元分析中,三维连续体单元主要包括四面体、楔形和六面体3种形状。按照节点位移插值的阶数,将单元分为线性单元和二次单元。而根据单元的积分,可以分为完全积分单元和减缩积分单元。三维连续体单元的网格类型如表1所示,不同网格类型单元对应的节点分布如图2所示。

表1 三维连续体单元的网格类型
Tab. 1 Mesh types of 3D continuum cells

阶数	三维连续体单元		
	四面体	楔形	六面体
线性	完全积分单元 C3D4H	完全积分单元 C3D6H	完全积分单元 C3D8H 减缩积分单元 C3D8RH
	完全积分单元 C3D10H	完全积分单元 C3D15H	完全积分单元 C3D20H 减缩积分单元 C3D20RH



a—线性单元C3D4H; b—二次单元C3D10H; c—线性单元C3D6H; d—二次单元C3D15H;
e—线性单元C3D8H/C3D8RH; f—二次单元C3D20H/C3D20RH。

图2 不同网格类型单元对应的节点分布

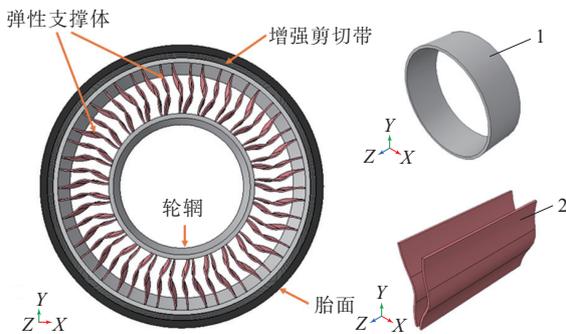
Fig. 2 Node distributions corresponding to cells of different mesh types

3 非充气轮胎模型的建立与有限元分析

3.1 几何模型和材料模型

建立如图3所示的非充气轮胎三维模型,主要包括胎面、增强剪切带、轮辋、弹性支撑体、弹性支撑体内覆盖层和弹性支撑体外覆盖层6个部分,其中弹性支撑体是重点研究对象。在此基础上建立路面部件,以实现工况条件的有效施加。非充气轮胎的三维模型参数如表2所示。

非充气轮胎弹性支撑体橡胶材料的模型选用



1—增强剪切带; 2—弹性支撑体。

图3 非充气轮胎的三维模型

Fig. 3 3D model of non-pneumatic tire

以C3D8RH网格单元为例,C表示连续体单元,3D表示三维,8表示节点个数,R表示减缩积分,H表示杂交单元。C3D8RH表示8节点六面体线性减缩积分单元。

种子是网格划分中沿区域边缘放置的标记,能够控制节点的位置和密度。沿区域边缘的种子决定了沿区域边界以及区域内部的网格密度。本研究通过设置全局种子的大小即网格尺寸来调整网格密度。

表2 非充气轮胎的三维模型参数

Tab. 2 3D model parameters of non-pneumatic tire

参 数	数值
外缘直径/mm	945.2
轮辋直径/mm	457.2
增强剪切带厚度/mm	20
弹性支撑体	
外覆盖层厚度/mm	15
内覆盖层厚度/mm	15
对数	25
厚度/mm	4.67

六阶Ogden超弹性本构方程,表达式如下所示:

$$W = \sum_{i=1}^6 \frac{2\mu_i}{\alpha_i^2} (\bar{\lambda}_1^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_2^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_3^{\alpha_i} - 3) \quad (2)$$

式中:W为应变能密度;λ为拉伸比,其下标1,2,3分别表示3个主方向;μ_i和α_i为材料常数。

弹性支撑体橡胶材料的六阶Ogden超弹性本构方程的材料参数如表3所示。

3.2 边界条件设置及网格划分

将弹性支撑体和增强剪切带等各相互接触的部件通过约束和耦合等多种作用力连接,设置路面与胎面之间的接触;边界条件为地面向上20 mm

表3 弹性支撑体橡胶材料的六阶Ogden超弹性本构方程的材料参数

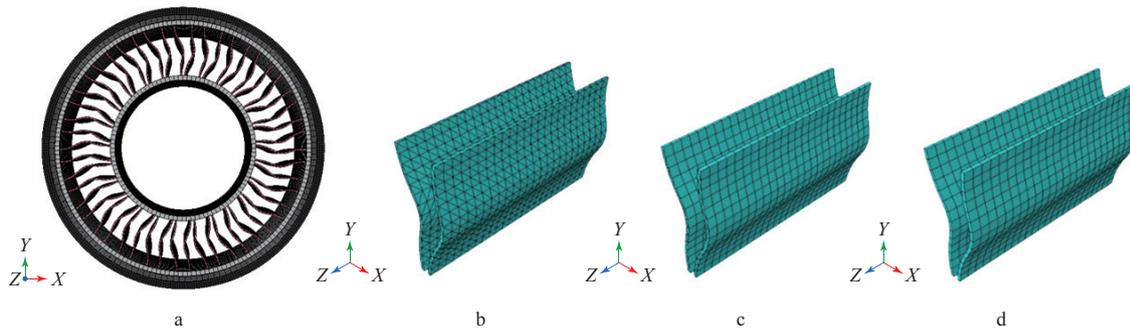
Tab. 3 Material parameters of sixth order Ogden hyperelastic constitutive equation of elastic spoke rubber material

i	μ_i	α_i
1	320.686 7	3.017 5
2	-336.034 9	4.972 2
3	110.394 9	6.802 1
4	-151.918 7	-0.654 6
5	74.405 3	-2.782 5
6	-12.522 0	-4.533 8

位移。对每一部件依次进行网格划分,除弹性支撑体外,胎面、增强剪切带、弹性支撑体外覆盖层

和弹性支撑体内覆盖层均使用C3D8RH网格类型,根据不同部件的特征属性设置合适的网格密度。在其余部件网格划分条件一致的情况下,按照表1所示8种网格类型对弹性支撑体进行网格划分,每种网格类型对应10,11,12,13和14 mm共5种网格尺寸。不同网格类型和不同网格密度共对应40种弹性支撑体模型,从而可得到网格划分对弹性支撑体仿真分析结果的影响。

非充气轮胎网格划分及弹性支撑体不同类型网格划分示意如图4所示。



a-非充气轮胎网格模型;b-四面体C3D4H/C3D10H;c-楔形C3D6H/C3D15H;d-六面体C3D8H/C3D20H/C3D8RH/C3D20RH。

图4 非充气轮胎网格划分及弹性支撑体不同类型网格划分示意

Fig. 4 Schematic diagram of non-pneumatic tire mesh generation and different type mesh generations of elastic spokes

3.3 疲劳参数设置

基于Thomas模型理论,设置疲劳参数如下^[15]:

$T_c = 30 \text{ mJ} \cdot \text{mm}^{-2}$, $r_c = 5.908 \times 10^{-5} \text{ mm} \cdot \text{r}^{-1}$, $F = 1.085$, $c_0 = 0.025 \text{ mm}$, $c_f = 1 \text{ mm}$ 。

4 结果与讨论

4.1 力学响应分析

当网格密度相同(网格尺寸均为12 mm)时不同网格类型的弹性支撑体的位移云图如图5所示。

从图5可以看出,不同网格类型的弹性支撑体的最大位移差异较大,其中C3D4H, C3D6H和C3D8H网格的弹性支撑体的最大位移分别为4.218, 2.687和7.586 mm,小于其他5种网格类型的弹性支撑体,同时C3D8RH, C3D20H和C3D20RH网格的弹性支撑体的最大位移相近。可见不同网格类型对弹性支撑体的位移云图有一定影响。

力-位移曲线可以反映弹性支撑体在不同负荷下的位移变化,其斜率代表垂向刚度。当网格

密度相同(网格尺寸均为12 mm)时不同网格类型的弹性支撑体的力-位移曲线如图6所示。

从图6(a)可以看出:C3D6H, C3D4H和C3D8H三种线性网格类型的弹性支撑体的力-位移曲线斜率依次减小,且降幅较大;C3D10H, C3D15H和C3D20H三种二次网格类型的弹性支撑体的力-位移曲线斜率基本一致,且均小于线性网格类型的弹性支撑体。从图6(b)可以看出, C3D8RH, C3D20H和C3D20RH网格的弹性支撑体的力-位移曲线几乎一致。整体来看,不同网格类型对非充气轮胎力学响应结果有一定影响。

C3D8RH网格的弹性支撑体在不同网格密度下的力-位移曲线如图7所示。从图7可以看出,网格尺寸为10~14 mm时网格密度对非充气轮胎力学响应结果的影响很小。

在有限元分析中,计算时间也是重要的参考指标。弹性支撑体的网格类型/网格尺寸-力学响应计算时间曲线如图8所示。

从图8可以看出:当网格密度相同时,减缩积

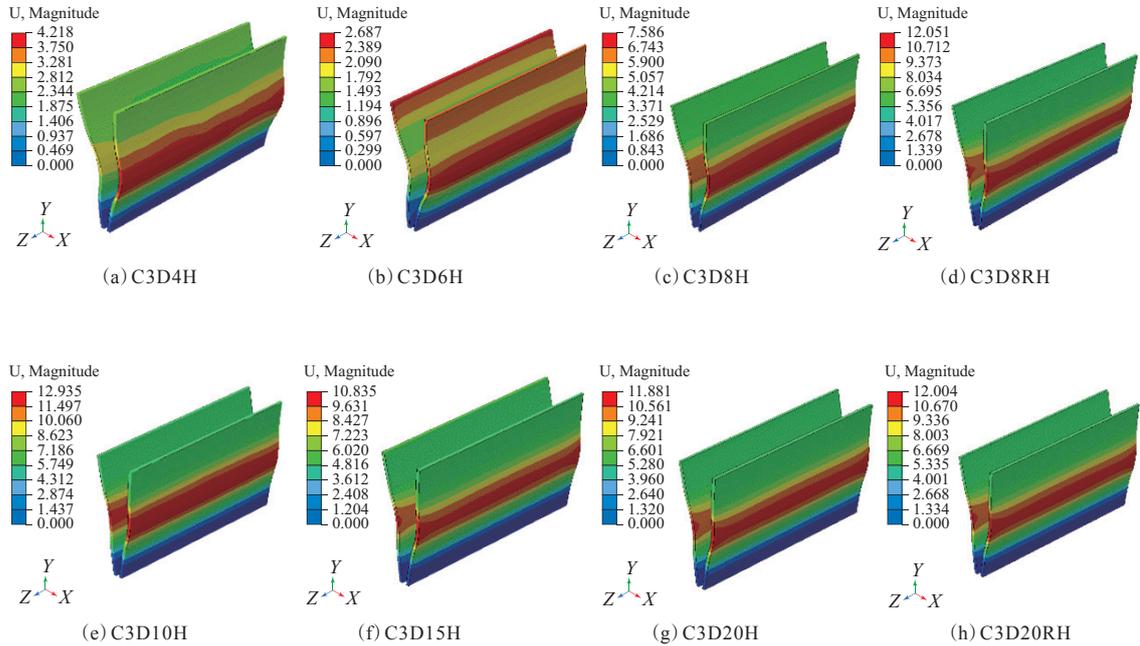


图 5 不同网格类型弹性支撑体的位移云图

Fig. 5 Displacement nephograms of elastic spokes with different mesh types

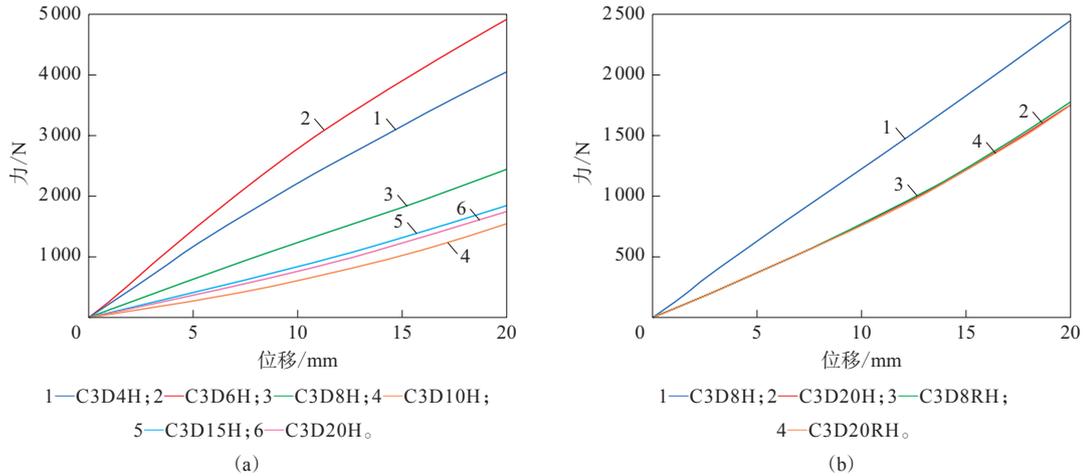


图 6 不同网格类型的弹性支撑体的力-位移曲线

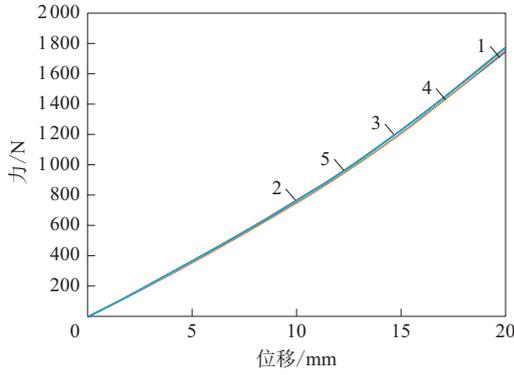
Fig. 6 Force-displacement curves of elastic spokes with different mesh types

分网格的弹性支撑体的力学响应计算时间总体短于完全积分网格的弹性支撑体,线性网格的弹性支撑体的力学响应计算时间短于二次网格的弹性支撑体;二次网格的弹性支撑体的力学响应计算时间受网格密度影响较大,因此二次网格的弹性支撑体对力学响应计算时间的敏感度较大;C3D8RH网格的弹性支撑体的力学响应计算时间最短,且其网格密度对计算时间几乎没有影响。

4.2 疲劳寿命仿真分析

使用Endurica软件计算得到的弹性支撑体的疲劳寿命仿真结果如表4所示,不同网格类型的弹性支撑体(网格尺寸均为12 mm)的疲劳寿命云图如图9所示。

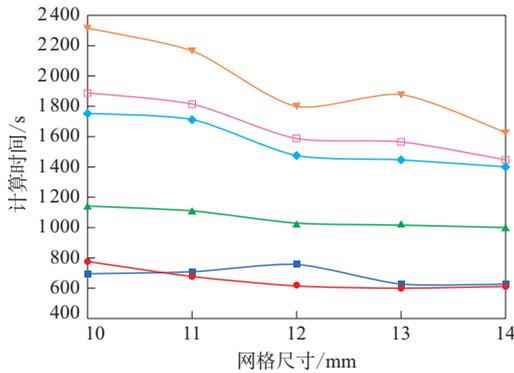
从表4和图9可以看出,当网格密度相同时,不同网格类型的弹性支撑体的疲劳寿命分布存在差异,可见不同网格类型对疲劳寿命仿真计算结果



网格尺寸/mm: 1—10; 2—11; 3—12; 4—13; 5—14。

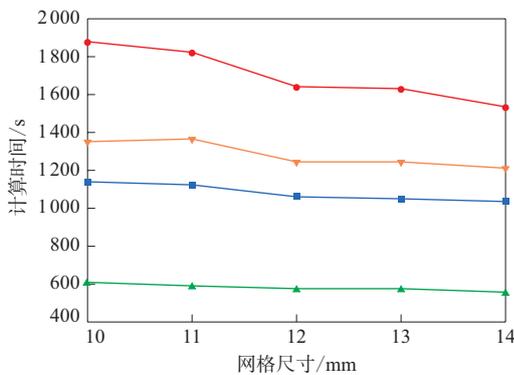
图7 C3D8RH网格弹性支撑体在不同网格密度下的力-位移曲线

Fig 7 Force-displacement curves of elastic spokes with C3D8RH meshes under different mesh densities



■—C3D4H; ●—C3D6H; ▲—C3D8H; ▼—C3D10H; ◆—C3D15H; □—C3D20H。

(a)



■—C3D8H; ●—C3D20H; ▲—C3D8RH; ▼—C3D20RH。

(b)

图8 弹性支撑体的网格类型/网格尺寸-力学响应计算时间曲线

Fig. 8 Mesh type/mesh size-mechanical response calculation time curves of elastic spokes

表4 弹性支撑体疲劳寿命的仿真计算结果
Tab. 4 Simulation and calculation results of fatigue lives of elastic spokes

单元类型	网格尺寸/mm	节点总数	单元总数	疲劳寿命计算时间/s	疲劳寿命 $\times 10^{-6}$ /次
C3D4H	10	2 266	6 567	87.30	0.918 80
	12	1 580	4 520	58.69	1.278 68
	14	1 251	3 560	46.45	1.229 10
C3D10H	10	13 253	6 567	86.77	1.011 64
	12	9 174	4 520	58.11	0.908 95
	14	7 232	3 560	46.39	1.003 92
C3D6H	10	2 160	1 972	25.41	1.395 84
	12	1 500	1 344	17.28	1.593 82
	14	1 176	1 040	13.19	1.617 26
C3D15H	10	8 388	1 972	25.8	2.139 78
	12	5 790	1 344	17.42	1.915 45
	14	4 522	1 040	13.53	1.940 99
C3D8H	10	2 160	986	12.70	4.306 72
	12	1 500	672	8.58	4.229 80
	14	1 260	560	7.22	4.231 14
C3D8RH	10	2 160	986	12.80	5.346 19
	12	1 500	672	8.77	5.093 63
	14	1 260	560	7.67	5.069 69
C3D20H	10	7 368	986	12.75	4.623 71
	12	5 090	672	8.44	4.852 84
	14	4 266	560	7.19	4.589 44
C3D20RH	10	7 368	986	12.84	4.917 19
	12	5 090	672	8.58	5.212 74
	14	4 266	560	7.14	5.475 78

有一定的影响。

弹性支撑体的疲劳寿命与计算时间的散点如图10所示。

从图10(a), (b)和(c)可见:当网格密度相同时,线性网格与二次网格的弹性支撑体的疲劳寿命差别较小;节点总数越多、网格密度越大,疲劳寿命计算时间越长;六面体网格的弹性支撑体的疲劳寿命明显长于四面体和楔形网格的弹性支撑体。

从图10(d)和(e)可见:当网格密度和节点总数相同时,减缩积分网格的弹性支撑体的疲劳寿命略长于使用完全积分网格的弹性支撑体;六面体网格的弹性支撑体的疲劳寿命差距较小,计算时间较短。

从图10(f)可见,C3D8RH和C3D20RH网格的弹性支撑体的疲劳寿命及计算时间均基本一致,更是推荐C3D8RH网格类型。

从图10整体可见:六面体网格的弹性支撑体的疲劳寿命计算结果较四面体和楔形网格的弹性

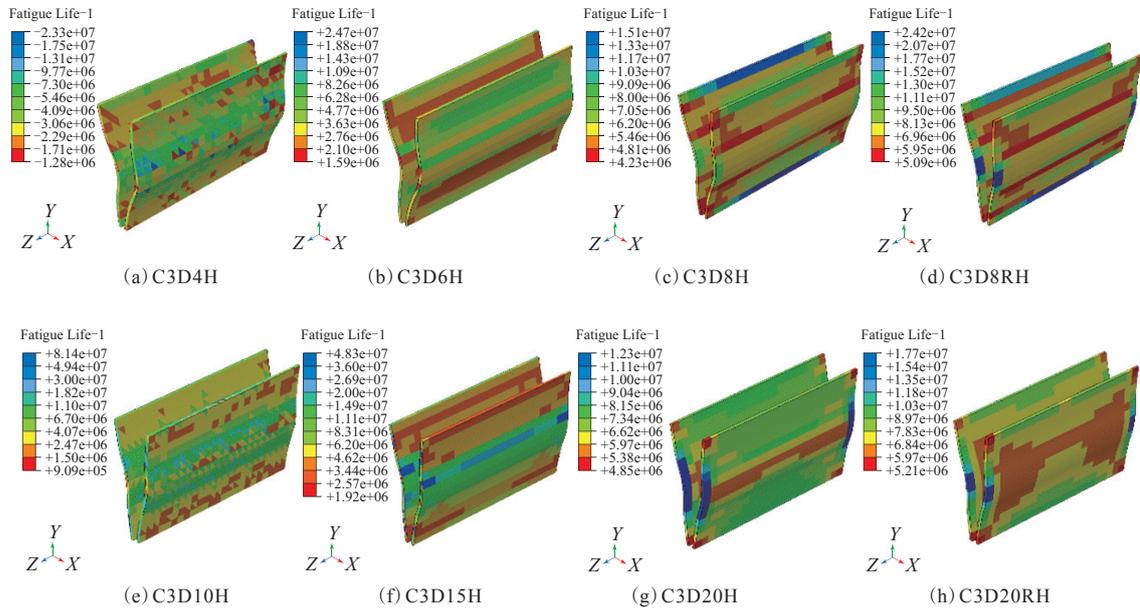


图9 不同网格类型的弹性支撑体的疲劳寿命云图

Fig 9 Fatigue life nephograms of elastic spokes with different mesh types

支撑体更加稳定,计算时间更短;当网格类型相同时,弹性支撑体的疲劳寿命随网格密度的变化不敏感。

5 结论

(1) 基于橡胶疲劳裂纹扩展理论和临界平面疲劳分析法,运用Abaqus和Endurica软件联合仿真的有限元分析法,对非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命进行了仿真分析。在后续研究中还需要对非充气轮胎其他部件以及整个非充气轮胎的疲劳寿命进行仿真分析。

(2) 在非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命的有限元分析中,网格类型与网格密度对仿真结果均有一定影响。对于本研究的非充气轮胎三维模型,六面体网格的弹性支撑体的疲劳寿命计算结果较四面体网格和楔形网格的弹性支撑体受网格密度影响更小,垂向刚度计算结果更稳定。其中,C3D8RH网格的弹性支撑体的疲劳寿命和垂向刚度计算结果更是对网格密度不敏感,计算时间最短。

(3) 本工作未对热力耦合条件下非充气轮胎弹性支撑体的疲劳寿命进行仿真分析,后续可以将其作为进一步的研究方向。

参考文献:

[1] Anon. Michelin X family of products for ATVS and UTVS[EB/OL].

[2022-07-01]. <https://tweel.michelinman.com/utv-products.html>.

[2] 刘晨,李凡珠,卢咏来,等. 非充气轮胎的结构设计与力学性能[J]. 橡胶工业,2021,68(2):83-90.
LIU C,LI F Z,LU Y L, et al. Structural design and mechanical properties of non-pneumatic tire[J]. China Rubber Industry, 2021, 68(2): 83-90.

[3] 朱华健,牛金坡,李凡珠,等. 新型轮胎结构的现状与发展[J]. 高分子通报,2019(11):1-14.
ZHU H J,NIU J P,LI F Z, et al. The Current situation and development of novel tire structure[J]. Polymer Bulletin, 2019(11):1-14.

[4] American Society of Testing and Materials. Definitions of terms relating to fatigue testing and the statistical analysis of fatigue data: ASTM E 206-72[S]. West Conshohocken, PA: American Society of Testing and Materials, 1979.

[5] 李凡珠. 天然橡胶纳米复合材料的疲劳失效和滞后温升性能热力学耦合的模拟研究[D]. 北京:北京化工大学,2017.
LI F Z. Numerical simulation study of fatigue failure and hysteretic heat build-up based on thermo-mechanical coupling approach for natural rubber nanocomposites[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2017.

[6] GRIFFITH A A. The phenomena of rupture and flows in solids[J]. Philosophical Transactions of The Royal Society A-Mathematical Physical and Engineering Sciences, 1920, A221(4):163-198.

[7] MARS W V, FATEMI A. A literature survey on fatigue analysis approaches for rubber[J]. International Journal of Fatigue, 2002, 24(9):949-961.

[8] CADWELL S M, MERRILL R A, SLOMAN C M, et al. Dynamic fatigue life of rubber[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1940, 13(2):304-315.

[9] MARS W V, FATEMI A. A phenomenological model for the effect of R ratio on fatigue of strain crystallizing rubbers[J]. Rubber Chemistry

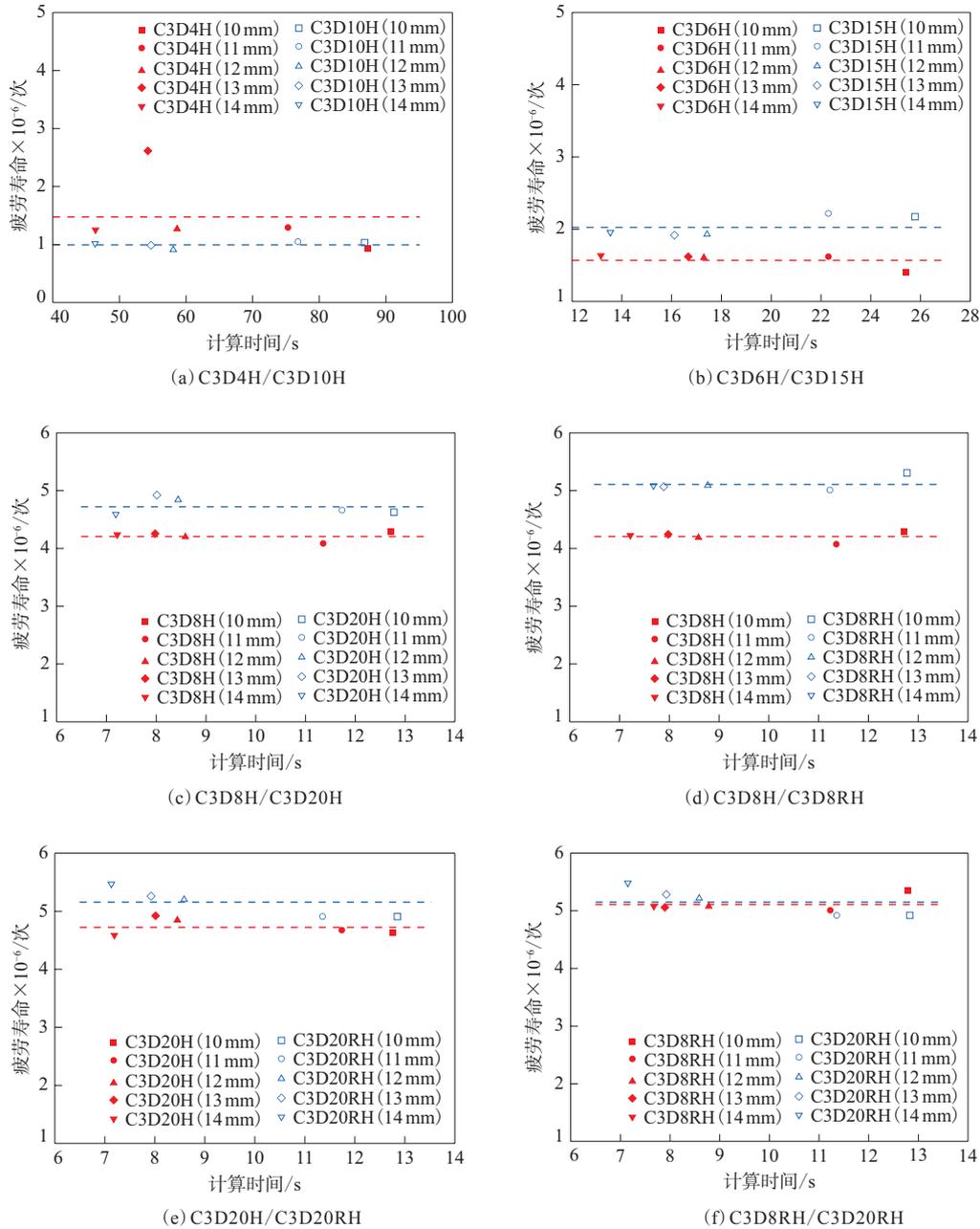


图10 弹性支撑体的疲劳寿命与计算时间的散点

Fig. 10 Scatters of fatigues lives and calculation time of elastic spokes

and Technology, 2003, 76 (5) : 1241-1258.

[10] THOMAS A G. Rupture of rubber. V. Cut growth in natural rubber vulcanizates[J]. Journal of Polymer Science, 2010, 31 (123) : 467-480.

[11] GUO H, LI F Z, WEN S P, et al. Characterization and quantitative analysis of crack precursor size for rubber composites[J]. Materials, 2019, 12 (20) : 3442.

[12] MARS W V. Multiaxial fatigue of rubber[D]. Toledo: The University of Toledo, 2001.

[13] MARS W V. Multiaxial fatigue crack initiation in rubber[J]. Tire Science and Technology, 2001, 29 (3) : 171-185.

[14] MARS W V. Cracking energy density as a predictor of fatigue life under multiaxial conditions[J]. Rubber Chemistry and Technology, 2002, 75 (1) : 1-17.

[15] 刘晨. 非充气新结构轮胎疲劳寿命数值模拟分析[D]. 北京: 北京化工大学, 2022.

LIU C. Numerical simulation analysis of fatigue life of non-pneumatic new structure tires[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2022.

收稿日期: 2023-08-16

Simulation Analysis of Fatigue Life of Elastic Spoke of Non-pneumatic Tire

HAN Xue, GU Bochao, LIU Chen, YE Xin, LU Yonglai, LI Fanzhu

(Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: The non-pneumatic tires do not have the risk of burst, and the fatigue performance is a key performance indicator during their design process. Based on the fatigue crack propagation theory of rubber materials and the critical plane analysis method, the fatigue life prediction of the elastic spoke of the non-pneumatic tire was carried out using the finite element analysis method of the joint simulation of Abaqus and Endurica software. The influence of finite element mesh type and mesh size on the fatigue life of the elastic spoke of the non-pneumatic tire was systematically analyzed, providing theoretical and technical supports for the optimization design of high-performance and long-life non-pneumatic tires.

Key words: non-pneumatic tire; elastic spoke; fatigue life; finite element analysis; mesh generation

专利3则

由深圳市好年璟科技有限公司申请的专利(公布号 CN 116622132A, 公布日期 2023-08-22)“一种耐老化橡胶塑料复合材料及其制备方法”, 公开了一种耐老化橡胶/塑料复合材料的制备方法。该复合材料配方部分组分(用量/份)为: 天然橡胶 90~120, 氯化聚乙烯 80~110, 三元乙丙橡胶 20~35, 纳米二氧化钛 4~8, 碳纤维 3~5, 纳米铋粉 4~6。本发明以天然橡胶和氯化聚乙烯为主体材料, 赋予材料良好的耐寒性能和耐老化性能; 通过加入丁基橡胶和环氧树脂提高了体系的相容性, 并经各组分之间协同强化, 赋予材料较高的力学强度和较好的耐温性能、耐候性能、耐腐蚀性能、耐老化性能; 通过加入偶联剂Si69, 使产品获得了更高的拉伸强度和定伸应力等物理性能, 同时改善了耐热老化性能。

由青岛科技大学申请的专利(公布号 CN 116622015A, 公布日期 2023-08-22)“有机磷化合物在铁系催化剂制备间同1,2-丁二烯中的应用”, 涉及一种有机磷化合物在铁系催化剂制备间同1,2-丁二烯中的应用。本发明采用有机磷化合物调节间同1,2-聚丁二烯的熔点和相对分子质量。其中, 有机磷化合物的结构式为: PR_3 或 $P(Ph$

$OR_1)_3$, R 和 R_1 分别为 $C_1 \sim C_{20}$ 的烷基、苯基、取代苯基中的一种。使用该有机磷化合物可制备重均相对分子质量8万~130万、熔点60~140℃范围内可调的无凝胶的间同1,2-聚丁二烯, 改善了间同1,2-聚丁二烯相对分子质量大、加工困难、颜色深等问题。

由北京中铁科新材料技术有限公司、铁科金化检测中心有限公司、中国铁道科学研究院集团有限公司金属及化学研究所、铁科金化科技有限公司和中国铁道科学研究院集团有限公司申请的专利(公布号 CN 116622138A, 公布日期 2023-08-22)“一种耐高温耐机车润滑油的橡胶组合物及其制备方法和应用”, 提供了一种耐高温耐机车润滑油的橡胶组合物制备方法和应用。该橡胶组合物的配方(用量/份)为: 氢化丁腈橡胶 100, 炭黑 40~60, 氧化锌 4~7, 硬脂酸 1~3, 二辛基二硫代磷酸钡 1.5~2.5, 二苄基二硫代氨基甲酸钡 1.5~2.5, 1,6-双硫代硫酸基癸烷二钠盐 1~2, 微晶蜡 3~5, β -(3,5-二叔丁基-4-羟基苯基)丙酸十八碳醇酯 3~5。本发明橡胶组合物能够显著延长柴油机尤其是大功率内燃机车柴油机冷系统用输水输油胶管的使用寿命。

(信息来源于国家知识产权局)