

DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2026.06.016

赵颖, 王义成, 赵博衡, 等. 农业工况下双箭头非充气轮胎性能分析与优化 [J]. 西南大学学报(自然科学版), 2026, 48(6): 196-213.

农业工况下双箭头非充气轮胎性能分析与优化

赵颖¹, 王义成¹, 赵博衡¹, 贾正阳¹,
孙晓宇¹, 郝纪波¹, 王月强², 王扬卫³1. 西南大学 工程技术学院, 重庆 400715; 2. 重庆大学 自动化学院, 重庆 401331;
3. 北京理工大学 冲击环境材料技术国家级重点实验室, 北京 100081

摘要: 针对传统充气轮胎在农业复杂作业场景下易穿刺、易爆胎等突出问题, 提出一种基于双箭头负泊松比微结构(Double-Headed Arrow Cellular Structure with Negative Poisson's Ratio, NPR DACS)的非充气轮胎。首先, 通过建立梯度 NPR DACS 支撑体替代传统充气单元, 构建双箭头非充气轮胎(Double-Headed Arrow Non-Pneumatic Tire, DANT)的有限元模型。其次, 基于 Abaqus 二次开发搭建参数化仿真平台, 系统研究 DANT 的接地性能、三向刚度、跨越沟渠及越障性能, 揭示其静态力学响应规律及非结构化路面上的动态力学性能。进一步地, 建立 DANT 径向刚度、最大接地应力和质量的响应面模型, 并采用多目标遗传算法对 DANT 开展多目标优化设计, 优化后的 DANT 径向刚度提升了 7.13%, 最大接地应力降低了 15.63%, 质量减少了 5.70%。最后, 试制了 DANT 样件并对其开展了田间试验, 结果表明: 在深耕作业中装配 DANT 样件使土壤接触应力较传统充气轮胎平均降低了 18.82%, 验证了 DANT 在复杂农业工况下的工程适用性。

关键词: 负泊松比微结构; 非充气轮胎; 参数化建模;

农业工况; 多目标优化

中图分类号: U463.341

文献标识码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



文章编号: 1673-9868(2026)06-0196-18

Performance Analysis and Optimization of Double-Headed Arrow Non-Pneumatic Tire under Agricultural Working Conditions

ZHAO Ying¹, WANG Yicheng¹, ZHAO Boheng¹, JIA Zhengyang¹,
SUN Xiaoyu¹, Hao Jibo¹, WANG Yueqiang², WANG Yangwei³

1. College of Engineering and Technology, Southwest University, Chongqing 400715, China;

2. School of Automation, Chongqing University, Chongqing 401331, China;

3. China National Key Laboratory of Science and Technology on Materials under Shock and Impact, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China

收稿日期: 2025-04-09

基金项目: 冲击环境材料技术重点实验室基金项目(WDZC2024-7); 重庆市自然科学基金面上项目(CSTB2024NSCQ-MSX0954); 新重庆青年创新人才项目(CSTB2024NSCQ-QCXMX0038); 西南大学大学生创新创业训练计划项目(202410635110)。

作者简介: 赵颖, 博士, 副教授, 主要从事车辆轻量化技术、新型结构与材料设计研究。

Abstract: To address prominent issues of conventional pneumatic tires being prone to punctures and blow-outs under complex agricultural operating environments, a non-pneumatic tire based on a double-headed arrow cellular structure with negative Poisson's ratio (NPR DACS) is proposed. Firstly, a gradient NPR DACS support was established to replace conventional pneumatic units and then a finite element model of double-headed arrow non-pneumatic tire (DANT) was developed. Secondly, a parametric simulation platform was developed through Abaqus secondary development and the ground contact characteristics, triaxial stiffness, ditch-crossing and obstacle negotiation capability of DANT were systematically researched. Then, static mechanical response patterns and dynamic mechanical performances under unstructured road conditions were revealed. Furthermore, response surface models for radial stiffness, maximum contact stress, and mass of DANT were established and a multi-objective genetic algorithm was employed to conduct multi-objective optimization design of DANT. The radial stiffness of optimized DANT increased by 7.13%, maximum contact stress was reduced by 15.63% and mass decreased by 5.70%. Eventually, DANT prototype was fabricated and field tests were conducted. The results demonstrate that contact stress is reduced by an average of 18.82% when using the DANT samples compared with conventional pneumatic tires during deep tillage. Thus, the engineering applicability of DANT under complex agricultural working conditions is validated.

Key words: cellular structure with negative Poisson's ratio; non-pneumatic tire; parametric modeling; agricultural working conditions; multi-objective optimization

农业轮胎是农业装备与地面发生相互作用的关键部件, 现代农业装备不仅要求农业轮胎具有优异的承载性^[1], 还要求其具有良好的力学性能、防爆胎性能、耐刺扎性、耐老化性等^[2]。同时, 不同于传统结构化道路路面, 农业装备复杂的作业环境加剧了传统充气轮胎漏气、穿刺、爆胎等安全隐患^[3]。随着智能材料和成型技术的不断发展, 非充气轮胎技术为农业轮胎的设计提供了新思路。非充气轮胎使用聚合物弹性支撑体或填充物取代充气结构, 具有安全防爆、力学性能解耦、制造工艺简单、无需气压维护等优点^[4]。

现有研究常将非充气轮胎应用于割草、防土壤板结等特定农业场景, 但对非充气轮胎在其他农业工况下的应用还需进一步拓展。固特异公司开发了 TurfCommand 非充气草坪轮胎^[5], 该轮胎采用热塑性连接结构, 能够在保持平稳行驶的同时减少草皮撕裂。Phromjan 等^[6]将 TWEEL 非充气轮胎应用于甘蔗田间机械, 通过设计土壤压缩试验并采用有限元方法验证, 推导出了接触压力与土体沉降量的关系式, 选择具有合适数量和轮辐厚度的非充气轮胎, 有助于减少土壤压实, 促进甘蔗生长。

支撑体结构可为非充气轮胎提供支撑, 并通过其结构形变来减小轮胎所受的振动和冲击^[7]。Wu 等^[8]将梯度反四手结构作为支撑体结构, 采用有限元方法研究梯度反四手结构非充气轮胎在压缩载荷下的力学性能, 结果表明其具有优异的承载性。Zhang 等^[9]根据袋鼠下肢结构特点, 构建了柔性仿生非充气轮胎, 结果表明该轮胎在不同载荷下的径向刚度、横向刚度、纵向刚度、扭转刚度和地面压力均优于充气轮胎。目前, 大量关于非充气轮胎的研究集中在柔性支撑体上^[10-11], 如何使柔性支撑体代替空气功能的同时还能提高轮胎的整体性能, 是非充气轮胎设计的关键。负泊松比结构作为一种新型微结构, 具备高可设计性、优异的刚强度、良好的吸能特性、抗疲劳特性等优点^[12-13], 使负泊松比微结构代替充气轮胎的充气部件成为可能, 为非充气轮胎支撑体的设计提供了新思路。

双箭头负泊松比微结构(Double-Headed Arrow Cellular Structure with Negative Poisson's Ratio, NPR DACS, 后文简称 DACS)是通过拓扑优化获得的一种新型负泊松比微结构^[14], 相较于其他负泊松比结构, 其具有优异的能量吸收与承载能力、轻量化与结构稳定的平衡性以及承受复杂载荷的适应性, 并且 DACS 制备工艺相对完善, 适合大规模生产。Li 等^[15]将 DACS 与复合材料结合, 通过理论分析和有限元分

析复合双箭头波纹夹芯结构的力学性能, 结构的比刚度得到提高。Gao 等^[16]研究了 DACS 的力学性能、变形模式和吸能机理, 将优化后的 DACS 应用于车辆吸能装置中。综上, DACS 具有三维结构且拓扑结构规则可控制, 可作为一种理想的非充气轮胎支撑体结构。

为此, 本文提出了一种以 DACS 为支撑体的非充气轮胎。首先, 对 DACS 开展参数化设计, 实现梯度密度分布, 并将其作为非充气轮胎支撑体结构, 结合轮胎其他关键部件建立双箭头非充气轮胎(Double-Headed Arrow Non-Pneumatic Tire, DANT)的有限元模型。其次, 基于 Abaqus 二次开发建立针对 DANT 的参数化仿真平台, 采用数值模拟方法对 DANT 开展接地性能、三向刚度、越障和跨越沟渠的仿真分析, 探究 DANT 的静态力学性能和在典型非结构化路面上的动态力学性能。然后, 以 DANT 的径向刚度最大、最大接地应力最小和质量最轻为优化目标, 以梯度 DACS 的结构参数为优化变量, 对 DANT 开展多目标优化设计, 以获取具备最优力学性能的 DANT 结构。最后, 试制 DANT 样胎并将其应用于小型深耕机中, 以验证 DANT 优异的土壤保护性能。

1 DANT 参数化仿真平台的建立

1.1 梯度 DACS 参数化设计

二维 DACS 及其代表性元胞分别如图 1a 和图 1b 所示, 其中, 长元胞壁的长度和短元胞壁的长度分别定义为 l 和 l_1 , 长元胞壁与元胞对称轴之间的夹角为 θ_1 , 短元胞壁与元胞对称轴之间的夹角为 θ_2 , t_1 和 t_2 分别为长元胞壁的宽度和短元胞壁的宽度, n 为水平元胞壁长度。

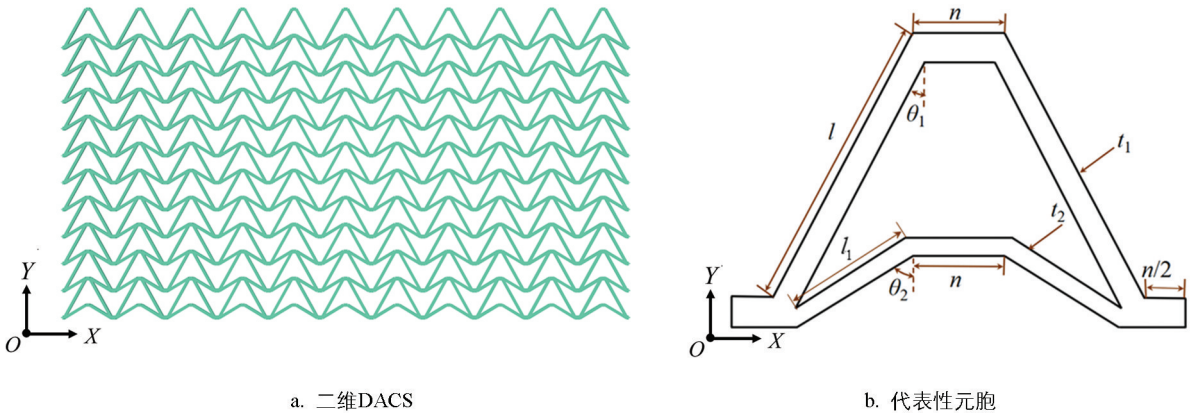


图 1 DACS 及其代表性元胞示意图

DACS 支撑体的离散结构会降低胎面与路面受力的连续性, 因此将 DACS 支撑体结构梯度化, 以改善轮胎承载力的均匀性。如图 2 所示, 通过引入角度梯度因子 q_θ 和长度梯度因子 q_l 来改变 Y 轴方向上的元胞壁长度和夹角, 不同层元胞之间的元胞壁夹角和长度由 q_θ 和 q_l 来调节梯度分布的关系, 从而实现结构的梯度设计。 q_θ 和 q_l 分别表示为:

$$q_l = \frac{l(i+1)}{l(i)} \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (1)$$

$$q_\theta = \frac{\theta_1(i+1)}{\theta_1(i)} = \frac{\theta_2(i+1)}{\theta_2(i)} \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (2)$$

其中: i 和 $i+1$ 为梯度方向上的第 i 层和第 $i+1$ 层。

此外, 由于梯度 DACS 的几何参数众多, 直接建立以梯度 DACS 作为支撑体的非充气轮胎有限元模型十分复杂。因此, 为了提高建模效率, 降低建模时的困难程度, 对梯度 DACS 进行参数设计, 基于 DACS 高度对称的特性, 对其单胞结构的二分之一进行平面解析定位。如图 3 所示, 以第 1 层距离 B^1 点为 $n/2$ 的 O 点为坐标原点建立坐标系, 以 l 、 θ_1 、 θ_2 、 t_1 、 t_2 和 n 共 6 个单胞参数建立几何控制坐标。然后, 由 DACS 的几何关系获取第 1 层单胞结构所有关键点的坐标, 再将上述坐标转化为基于 Abaqus 软件的 Python 程

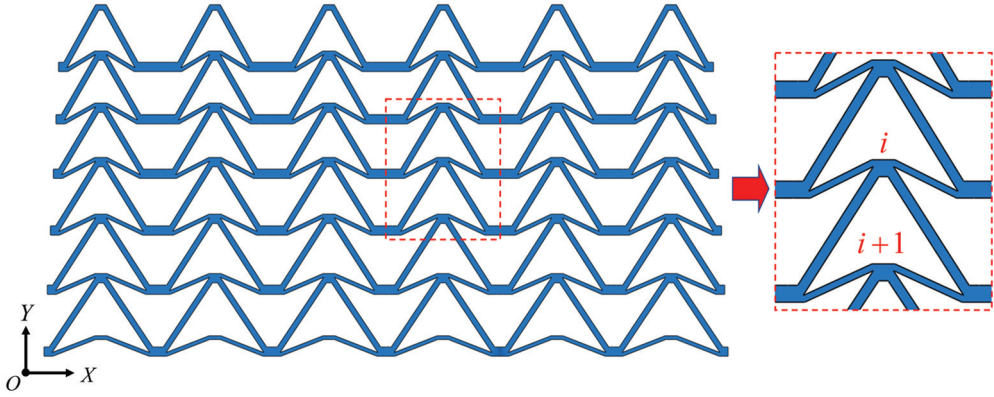


图 2 梯度 DACS 示意图

序,完成第 1 层单胞的草图绘制。将上述绘制第 1 层单胞草图的 Python 命令转化为子函数,并将以长度梯度因子 q_l 和角度梯度因子 q_θ 作为输入参数的式(3)、式(4)写入子函数,通过对应的命令调用子函数完成其他梯度层的草图绘制。

$$l_i = l q_l^{(i-1)} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \theta_{1i} = \theta_1 q_\theta^{(i-1)} \\ \theta_{2i} = \theta_2 q_\theta^{(i-1)} \end{cases} \quad (4)$$

其中: l_i 为第 i 层长元胞壁长度; θ_{1i} 、 θ_{2i} 分别为第 i 层长元胞壁及短元胞壁与对称轴的夹角。

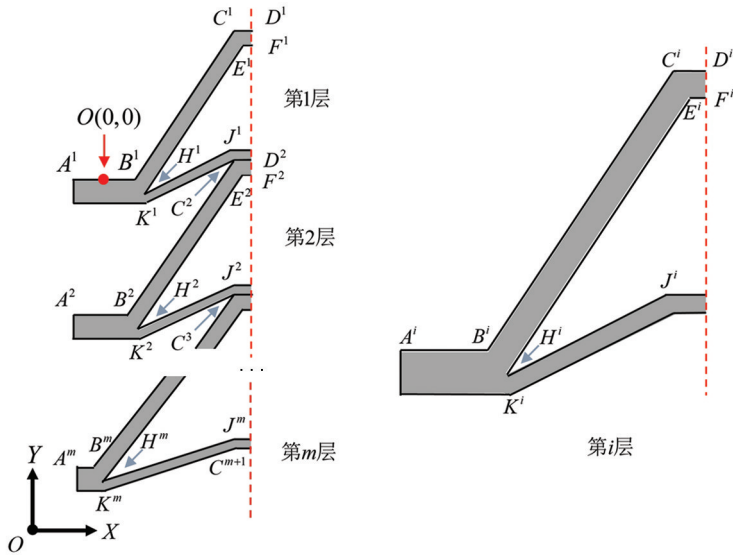


图 3 梯度 DACS 几何定位示意图

利用 Python 循环指令逐层完成单胞草图绘制后,再利用控制点 C^i 将每层单胞草图按顺序平移到对应的位置,其中第 k 层在梯度方向上移动的距离 d_Y 表示为:

$$d_Y = \sum_{i=1}^k (C_Y^{i+1} - C_Y^i) \quad (5)$$

式中: C_Y^{i+1} 、 C_Y^i 分别为第 i 层中 C^{i+1} 和 C^i 的纵坐标。

由此,可得梯度 DACS 在梯度方向上的高度表达式 h_Y 为:

$$h_Y = \sum_{i=1}^m (C_Y^i - C_Y^{i+1}) + C_Y^{m+1} \quad (6)$$

式中: C_Y^{m+1} 为第 m 层中 C^{m+1} 的纵坐标。

1.2 DANT 参数化设计

如图 4 所示, DANT 有限元模型包括轮辋、梯度 DACS 支撑体结构及胎面 3 部分。参考标准充气轮胎 175/75 R15, 将充气部件改为 4 层的梯度 DACS 支撑体, 梯度 DACS 支撑体的设计尺寸需满足如下关系:

$$h_Y + 2t_j = \rho_t d_t \quad (7)$$

式中: t_j 为梯度 DACS 边缘连接层厚度; ρ_t 为轮胎扁平比; d_t 为轮胎断面宽度。

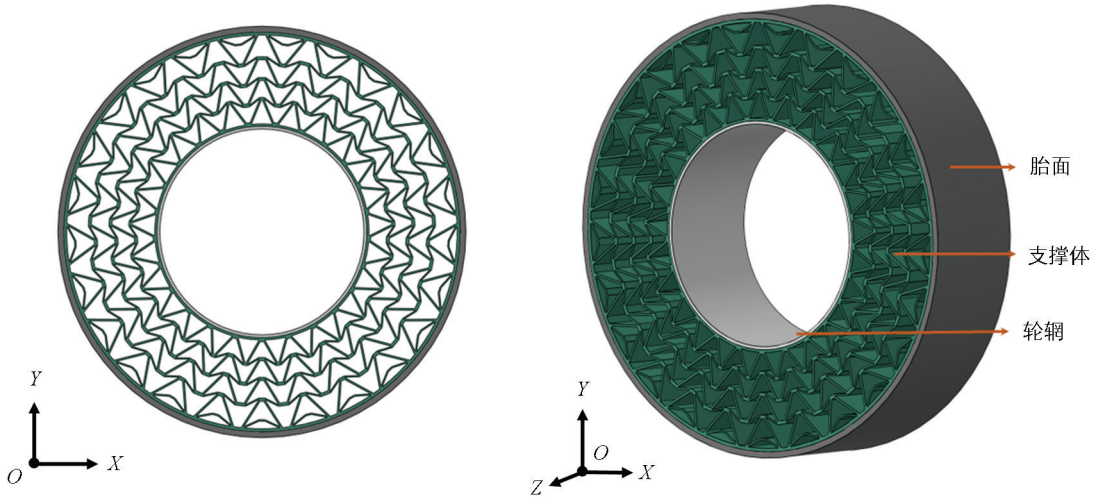


图 4 DACS 非充气轮胎结构示意图

根据梯度 DACS 支撑体排布方式, 每层的支撑体数量 C_n 满足以下关系:

$$C_n \leq \left\lfloor \frac{\pi \arctan\{(D_X^1 - B_X^1) / [d_{rim}/2 + (D_Y^1 - B_Y^1) + t_j]\}}{2} \right\rfloor \quad (8)$$

式中: d_{rim} 为轮辋直径; D_X^1 和 D_Y^1 分别为定位点 D^1 的横坐标和纵坐标; B_X^1 和 B_Y^1 分别为定位点 B^1 的横坐标和纵坐标。

同时, 为避免梯度 DACS 支撑体结构与胎面及轮辋发生干涉, 其结构参数应满足:

$$R_t - R_{rim} = h_Y + 2t_j \quad (9)$$

式中: R_t 为胎面的内径; R_{rim} 为轮辋的外径。

基于 1.1 节中梯度 DACS 参数设计流程, 将 l 作为中间变量, 根据迭代关系获得 DACS 整体高度的代数式, 再利用式(9)的等量关系求解出中间变量 l , 完成 DANT 的参数设计, 并利用上述几何关系编写 Python 建模程序, 完成草图绘制和模型装配。

1.3 DANT 参数化仿真平台搭建

非充气轮胎的胎面和轮辋与充气轮胎的设计标准基本相同。其中, 将轮辋简化为环状线弹性结构, 材料为铝合金, 其密度为 $2.7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 弹性模量为 $7.2 \times 10^4 \text{ MPa}$, 泊松比为 0.33。如图 5 所示, 忽略结构胎肩、胎冠花纹等次要因素, 将胎面简化为由胎面胶、带束胶、胎体胶、带束层和帘布层组成的环形橡胶结构。其中, 带束胶位于胎面胶和胎体胶之间并采用 Tie 表面绑定约束, 带束层和帘布层采用嵌入约束, 带束层和帘布层参数如表 1 所示。

表 1 带束层和帘布层参数

铺层名称	截面面积/mm ²	间距/mm	中面距离/mm	材料	方向角/(°)
带束层 1	0.21	1.16	0.00	钢丝	70.00
带束层 2	0.21	1.16	0.00	钢丝	110.00
帘布层	0.42	1.00	0.00	尼龙	0.00

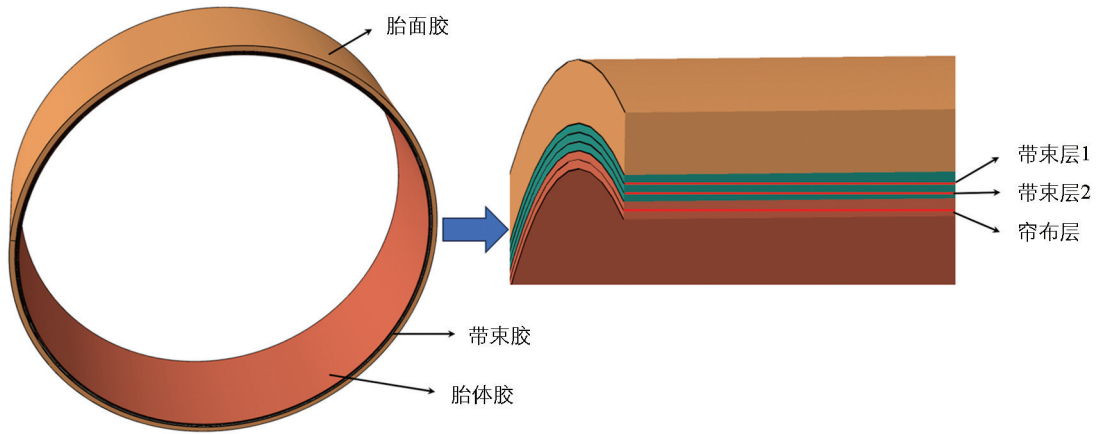


图 5 简化胎面示意图

DACS 支撑体和胎面采用具有黏弹性行为的超弹性材料, 主要由橡胶和聚氨酯组成。由于高分子材料的应力-应变关系通常为非线性, 本文采用 Neo-Hookean 模型和 Mooney-Rivlin 模型进行描述^[17]。橡胶和聚氨酯的应力-应变数据可通过单轴拉伸试验获取, 并将其导入 Abaqus 进行本构拟合, 最终获取聚氨酯和橡胶的本构参数, 如表 2 所示^[18]。

表 2 橡胶和聚氨酯本构参数

材料	模型	一阶材料参数 C_{10}	二阶材料参数 C_{01}	体积相关参数 D_1
聚氨酯	Mooney-Rivlin	-7.745 5	1.605 8	0.124 4
橡胶	Neo-Hookean	0.491 3	0.000 0	0.210 5

非充气轮胎的材料还存在黏弹性行为, 黏弹性主要影响轮胎的滚动阻力。对于线性黏弹性材料, 剪切松弛模量可以用 Prony 级数表示:

$$G_R(t) = G_0 \left(1 - \sum_{k=1}^N \bar{g}_i^P (1 - e^{-t_0/\tau_i}) \right) \quad (10)$$

式中: $G_R(t)$ 为剪切松弛模量; G_0 为瞬时剪切模量; t_0 为试验时间; \bar{g}_i^P 为拟合试验数据的参数; τ_i 为松弛时间。

聚氨酯和橡胶的黏弹性 Prony 常数如表 3 所示^[19]。

表 3 聚氨酯和橡胶的黏弹性 Prony 常数

阶数	聚氨酯		橡胶	
	g_i	τ_i	g_i	τ_i
1	0.125	0.002	0.2	0.002
2	0.125	0.020	0.2	0.020
3	0.125	0.200	0.2	0.200

为提高 DANT 的建模效率, 基于 Abaqus 软件二次开发, 设计用户图形界面, 搭建自动建模的参数化仿真平台。该平台包括非充气轮胎参数、支撑体几何参数和其他参数 3 个模块, 如图 6 所示。

2 DANT 静态力学性能分析

2.1 径向刚度与接地性能

非充气轮胎的径向刚度主要取决于支撑体结构的力学特性, 并直接影响非充气轮胎的承载性能。在额定径向载荷下 DANT 支撑体的应力分布如图 7 所示, 其中, 支撑体的最大应力集中在短元胞壁与长元胞壁的连接处, 表明该区域为应力集中区。

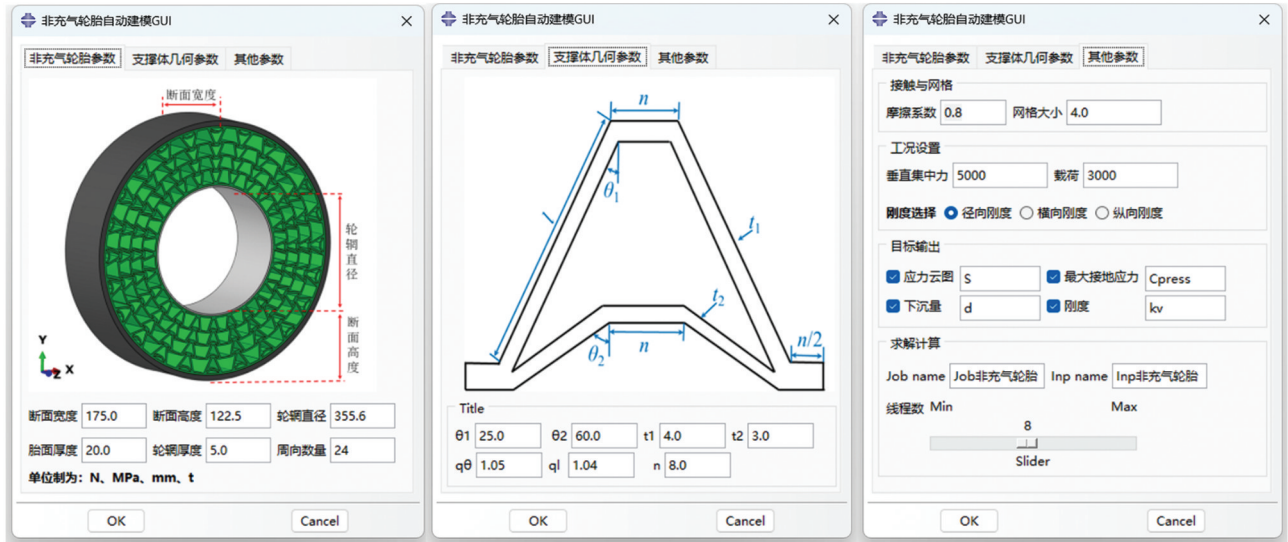


图 6 DANT 参数化建模用户图形界面

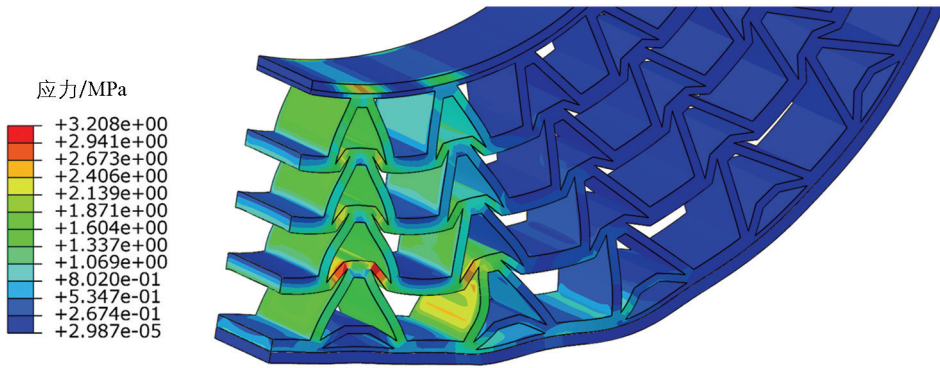


图 7 DANT 承载工况下支撑体应力分布图

此外, 对 DANT 施加不同的径向载荷, 获取了不同径向载荷下 DANT 的接地印迹, 如图 8 所示。在不同径向载荷作用下, 最大应力主要集中于滚动方向边缘, 整体接地形状近似于矩形, 最大接地应力和接地印迹面积都随着载荷增加而增大。

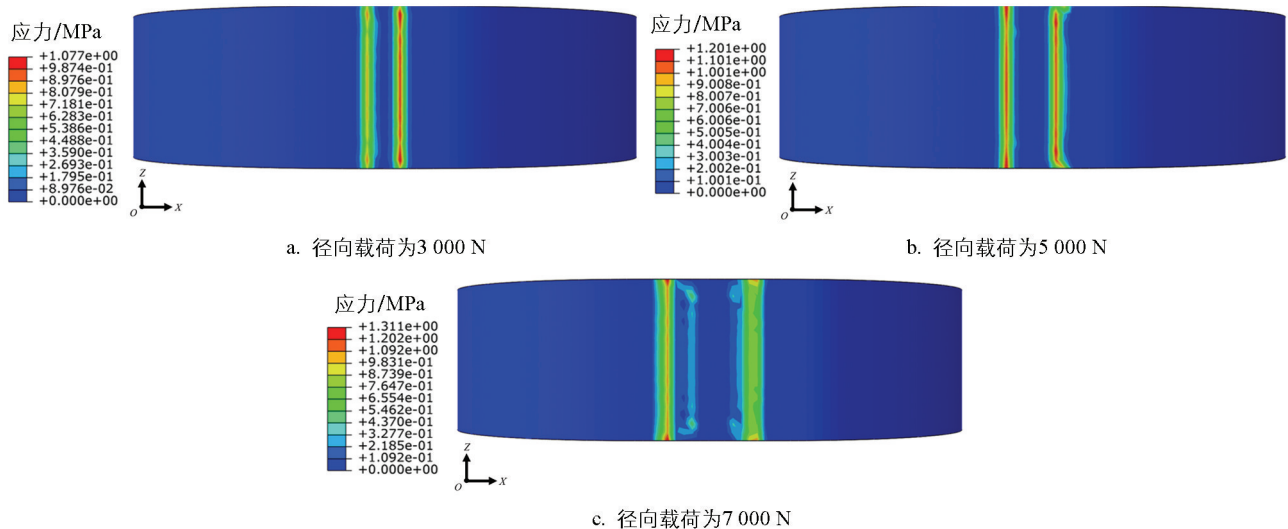


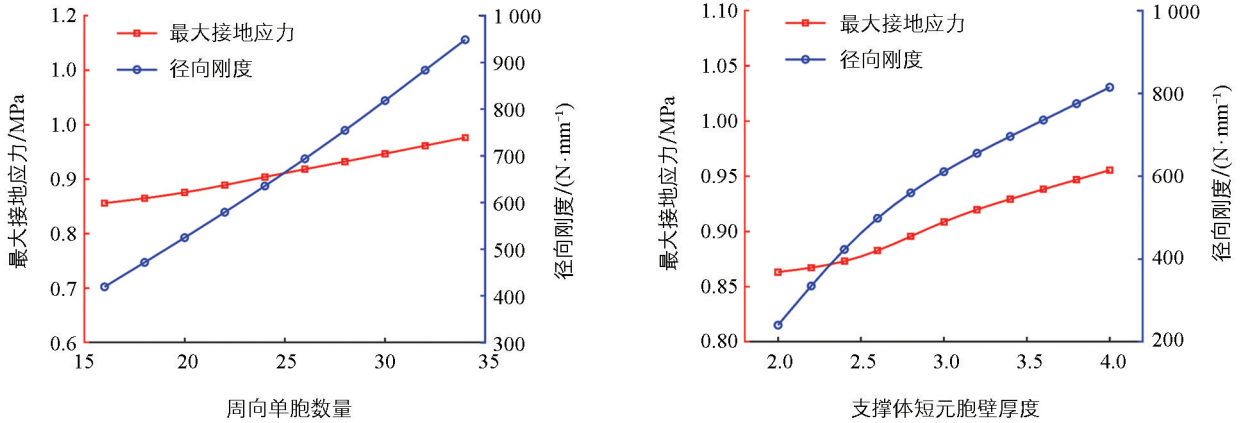
图 8 不同径向载荷下 DANT 的接地印迹

为了探究 DANT 的支撑体结构参数对其接地性能的影响,通过数值模拟获取了不同周向单胞数量和元胞壁厚度下 DANT 的径向刚度和最大接地应力。其中,径向刚度 K_v 可表示为:

$$K_v = \frac{F_r}{\delta_r} \quad (11)$$

式中: F_r 为径向载荷; δ_r 为轮辋中心的径向挠度。

如图 9a 所示, DANT 的径向刚度随着周向单胞数量的增加而增大,从而导致接地印迹面积的减小以及最大接地应力的增大;同时,图 9b 表明支撑体短元胞壁厚度对 DANT 的径向刚度、接地印迹面积与最大接地应力的影响规律与周向单胞数量相似,随着 DACS 胞壁厚度的增加,更多体积的材料承受径向载荷,从而导致 DANT 径向刚度的增加。



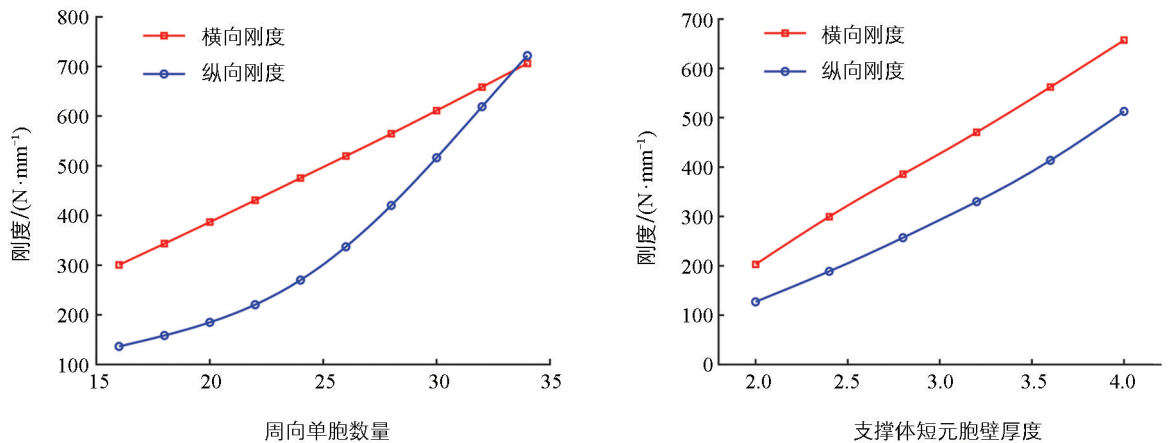
a. 不同周向单胞数量下 DANT 的最大接地应力和径向刚度

b. 不同胞壁厚度下 DANT 的最大接地应力和径向刚度

图 9 不同周向单胞数量与胞壁厚度下 DANT 的最大接地应力和径向刚度

2.2 横向刚度与纵向刚度

轮胎横向刚度直接影响其侧偏特性,纵向刚度则对行驶过程中的制动性能与加速牵引性能具有显著影响。为分析 DANT 支撑体的结构参数对其整体横向刚度和纵向刚度的影响,基于上述参数化仿真平台获取了不同周向单胞数量和胞壁厚度下 DANT 的横向刚度和纵向刚度,如图 10 所示。



a. 不同周向单胞数量下 DANT 的横向刚度和纵向刚度

b. 不同胞壁厚度下 DANT 的横向刚度和纵向刚度

图 10 不同周向单胞数量与胞壁厚度下 DANT 的横向刚度和纵向刚度

图 10a 表明周向单胞数量与横向刚度近似成线性关系,随着周向单胞数量的增加,横向刚度不断增大;而周向单胞数量与纵向刚度成非线性关系,曲线的斜率随周向单胞数量的增加不断变大,即纵向刚度增大的趋势不断加剧。图 10b 表明随着支撑体胞壁厚度的增加, DANT 的横向刚度和纵向刚度逐渐增大,从而增强其在横向和纵向上的抗变形能力,导致在相同横向和纵向载荷作用下支撑体结构的形变量减小。

3 DANT 动态力学性能分析

3.1 跨越沟渠

农业机械在非结构化的田间道路行驶时, 不可避免地会遇到颠簸、凹坑、沟渠, 并受到不同形式、不同程度的冲击。为了研究 DANT 在跨越沟渠工况下的动态力学性能, 基于参数化仿真平台搭建了 DANT 跨越沟渠的有限元模型, 如图 11 所示。其中, 沟渠宽度和深度分别为 200 mm 和 150 mm, 为避免滚动过程中轮胎与沟渠底部接触, 将沟渠连接处圆角设置为 10 mm, 使轮胎中心处与沟渠入口保持一定的水平距离, 保证 DANT 完成滚动加载后的位置刚好在沟渠入口处。

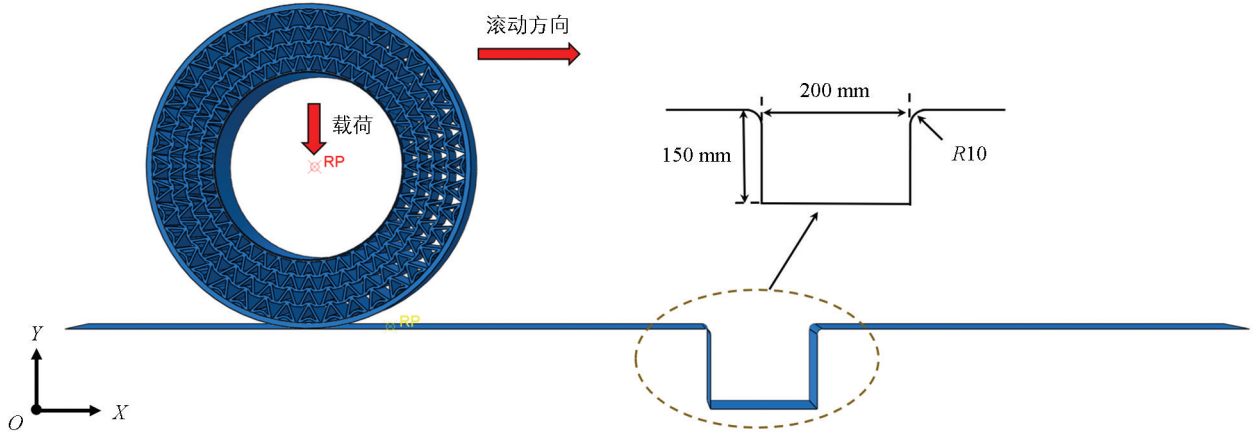


图 11 DANT 滚动跨越沟渠示意图

基于此, 获取了 DANT 以滚动速度 2 m/s 跨越沟渠时的支撑体应力和胎面接触应力分布, 如图 12 所示。

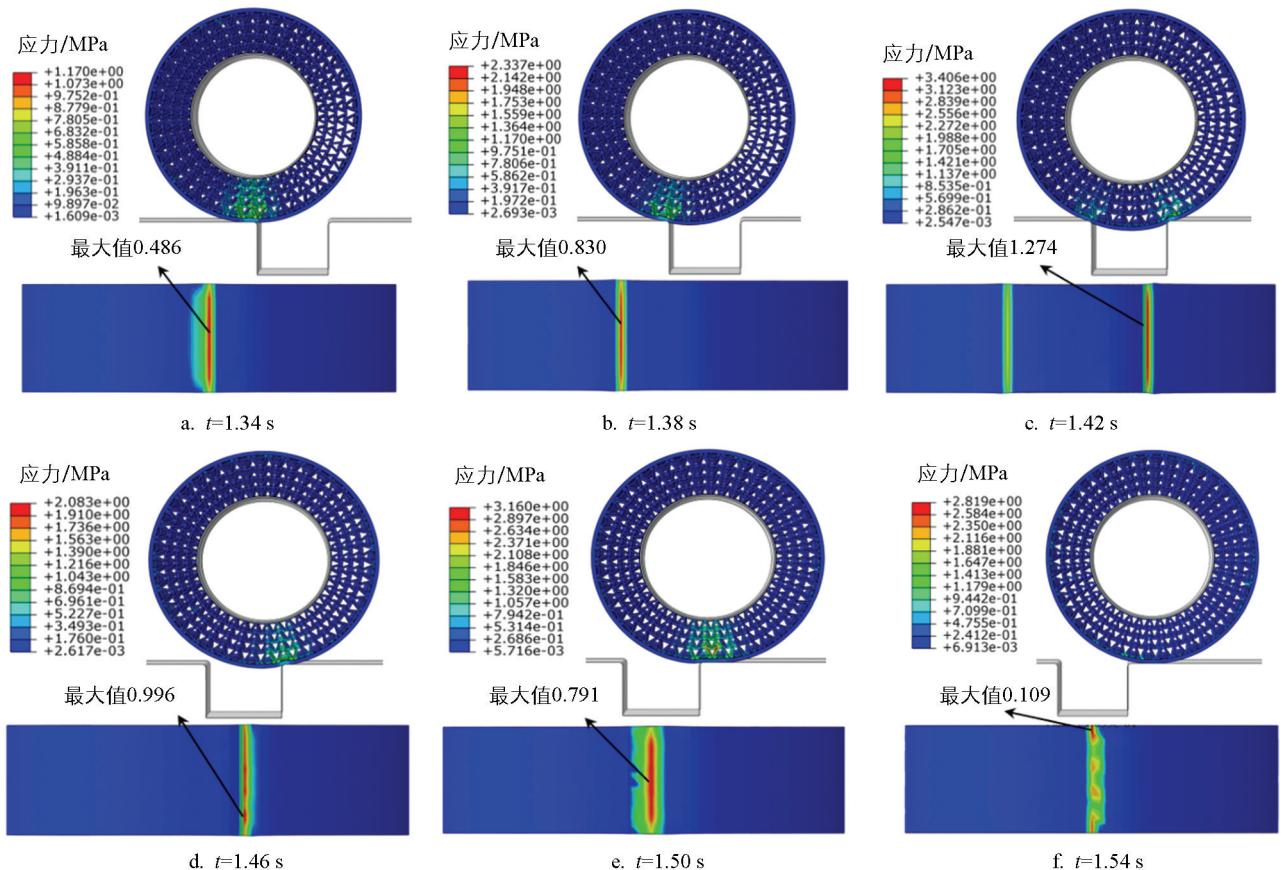


图 12 DANT 跨越沟渠工况下的支撑体应力和胎面接触应力分布

在图 12 中,各小图上半部分为支撑体应力分布,下半部分为胎面接触应力分布。在初始阶段($t=1.34$ s),轮胎完成滚动加速并接近沟槽入口,DACS 的非对称变形导致前部胎面外伸,最大接触应力上升至 0.486 MPa。随后进入撞击阶段($t=1.42$ s),轮胎撞击沟槽的后边缘并被瞬时压缩,最大接触应力跃升至 1.274 MPa,形成动态载荷下的应力峰值。至脱离阶段($t=1.46$ s),轮胎结构通过弹性回弹,最大接触应力降至 0.996 MPa。最终在 $t=1.54$ s 时,轮胎完全脱离沟槽恢复稳态滚动,最大接触应力回归至 0.109 MPa。综上所述,沟渠跨越过程中,最大接触应力呈现先急速上升后快速下降的趋势,其峰值(1.274 MPa)出现在撞击沟槽后缘的瞬时压缩阶段。

为了研究跨越沟渠工况下滚动速度对 DANT 瞬时动态特性的影响,将 3 种不同的角速度施加在轮辋参考点,使得轮胎以 3 种稳态滚动速度(1、2、3 m/s)越过沟渠。不同时间历程下轮辋参考点的水平速度和垂向速度如图 13 所示。由图 13a 可知,水平速度在加载阶段迅速上升,并在 1.3 s 附近达到局部峰值,表明速度目标值匹配良好。在滚动速度为 1 m/s 时(最低角速度加载工况下),水平速度在 1.4 s 降至最小值后回升,直到轮胎离开沟渠;在滚动速度为 3 m/s 时,水平速度经历较短的振荡周期,并且比其他角速度的加载更早到达最小值。由图 13b 可知,垂向速度在接触沟渠入口后快速下降,先达局部负峰值,再上升至正峰值,并进入振荡阶段,随后轮胎越过沟渠。综合分析可知,3 种速度下垂向速度的变化趋势基本一致,但随着滚动速度的增加,垂向速度的振荡幅度逐渐加大。

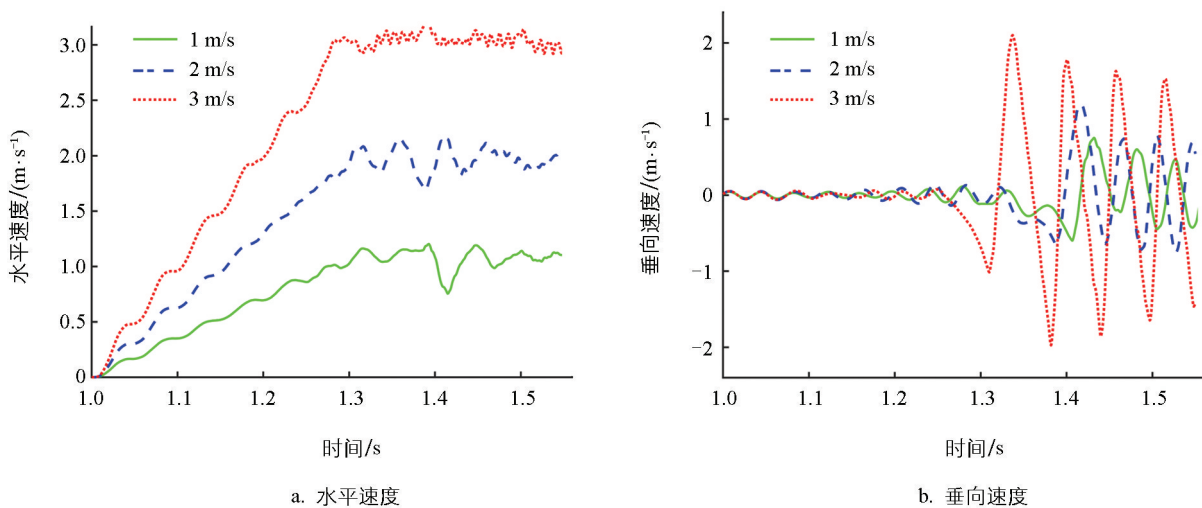


图 13 DANT 不同滚动速度跨越沟渠工况下轮辋参考点的速度曲线

轮辋中心的水平加速度和垂向加速度如图 14 所示。由图 14a 可知,加载阶段水平加速度先上升至局部峰值后回落,呈周期性波动,且角速度越高,峰值越大。与沟槽碰撞后,水平加速度开始振荡,滚动速度越高,振荡幅值越大。由图 14b 可知,初始加载阶段垂向加速度变化较小,接触沟渠后迅速波动,滚动速度越大,局部峰值越高。随着角速度的增加,沟槽激励效应显著增强,导致轮辋中心经历更大的冲击力和垂向加速度波动。

3.2 越障性能

为探究 DANT 的越障力学特性,在刚性路面上设置不同高度和宽度的障碍物,以分析轮胎与障碍物顶部接触情况下的力学特性。如图 15 所示,分别设置了在固定宽度条件下改变障碍物高度 h_{obstacle} (25、50、75、100 mm),以及在固定高度条件下改变障碍物宽度 d_{obstacle} (25、50、100、150 mm) 2 组数值模拟方案,其中刚性路面与障碍物均采用 R4D4 刚性壳单元。同时,为确保胎面与障碍物充分接触,障碍物长度设为

240 mm, 略大于轮胎的胎面宽度部分, 并对接触区域进行圆弧过渡处理。

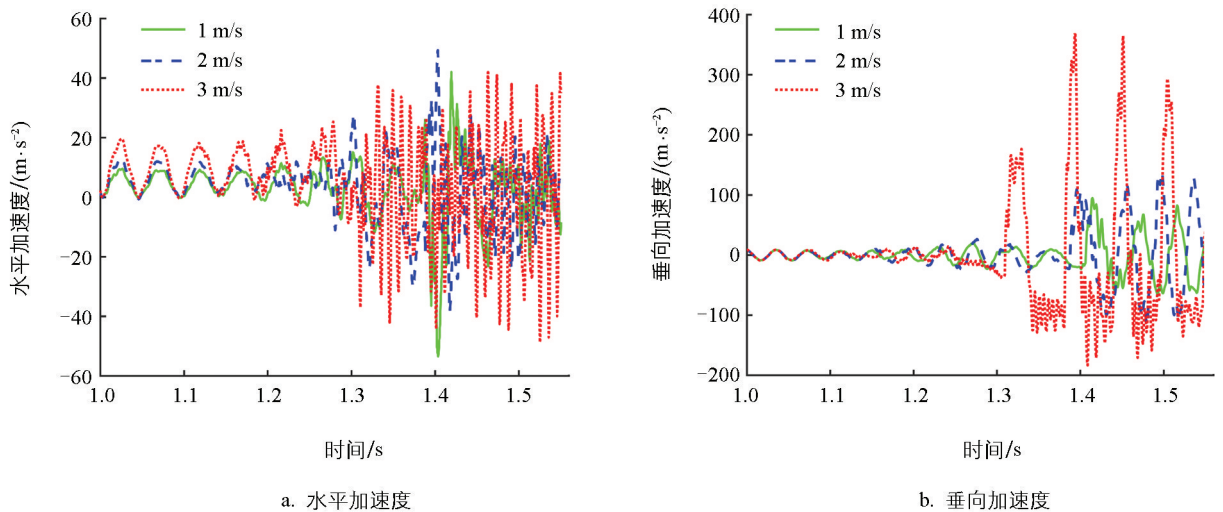


图 14 DANT 不同滚动速度跨越沟渠工况下轮辋参考点的加速度曲线

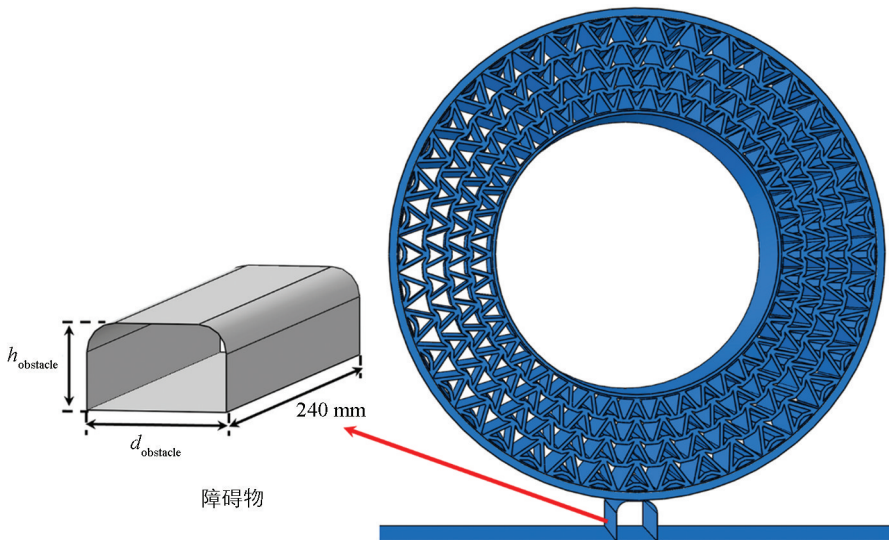
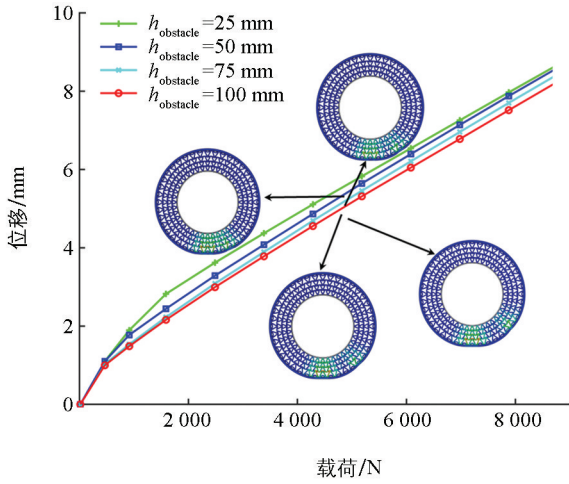


图 15 DANT 与障碍物顶部接触位置示意图

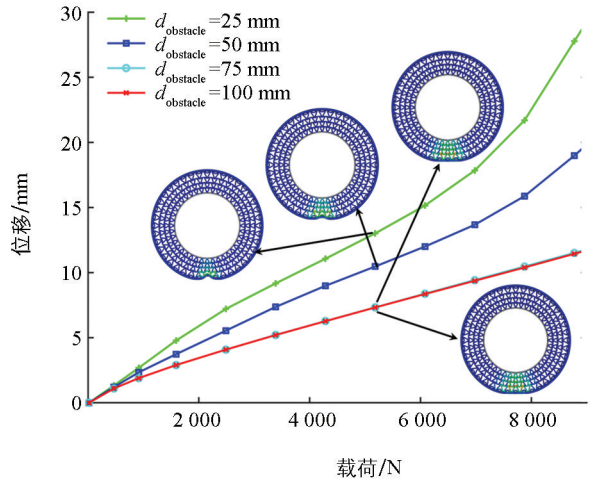
基于此, 获取了不同障碍物高度和宽度下的 DANT 下沉位移曲线, 如图 16 所示。由图 16a 可知, 当保持 $d_{\text{obstacle}} = 50 \text{ mm}$ 时, 障碍物高度对 DANT 下沉位移的影响较为有限, 增高障碍物仅引起轻微的位移减小。由图 16b 可知, 当保持 $h_{\text{obstacle}} = 50 \text{ mm}$ 时, 障碍物宽度对 DANT 的下沉位移具有显著影响。随着障碍物宽度的增加, 接触面积扩大, 支撑体结构的变形程度减小, 导致下沉位移明显降低。当宽度超过 100 mm 后, 进一步增加宽度对轮胎变形不再产生显著影响, 下沉位移趋于稳定。

4 农业工况下 DANT 优化设计

为提升 DANT 承载性能, 降低土壤压实影响及制造成本, 本文以 DANT 径向刚度最大、最大接地应力最小和质量最小为优化目标, 以 θ_1 、 θ_2 、 t_2 、 q_0 和 q_l 5 个结构参数作为优化变量, 对 DANT 开展优化设计, 建立了优化模型如式(12)所示:



a. 不同障碍物高度下DANT的载荷-下沉位移曲线



b. 不同障碍物宽度下DANT的载荷-下沉位移曲线

图 16 不同障碍物高度和宽度下 DANT 的载荷-下沉位移曲线

$$\begin{cases}
 \text{Objective Function: Min } F = (-K_v, C_{\text{press}}, M_t) \\
 \text{Var: } \theta_1, \theta_2, t_2, q_\theta, q_l \\
 \text{Subjected to:} \\
 15^\circ \leq \theta_1 \leq 40^\circ \\
 45^\circ \leq \theta_2 \leq 70^\circ \\
 \theta_2 - \theta_1 > 20^\circ \\
 2.5 \text{ mm} \leq t_2 \leq 4.5 \text{ mm} \\
 1.00 \leq q_\theta \leq 1.10 \\
 1.00 \leq q_l \leq 1.08
 \end{cases} \quad (12)$$

式中： C_{press} 为最大接地应力； M_t 为 DANT 的质量。

由于 DANT 的力学性能与支撑体的结构参数呈非线性关系，传统试错法难以找到最优结构形式。为此，首先在设计变量范围内进行试验设计，基于数据样本建立近似模型，构建设计变量与优化目标的解析关系，最终采用智能优化算法求解最优结构参数，其具体优化流程如图 17 所示。

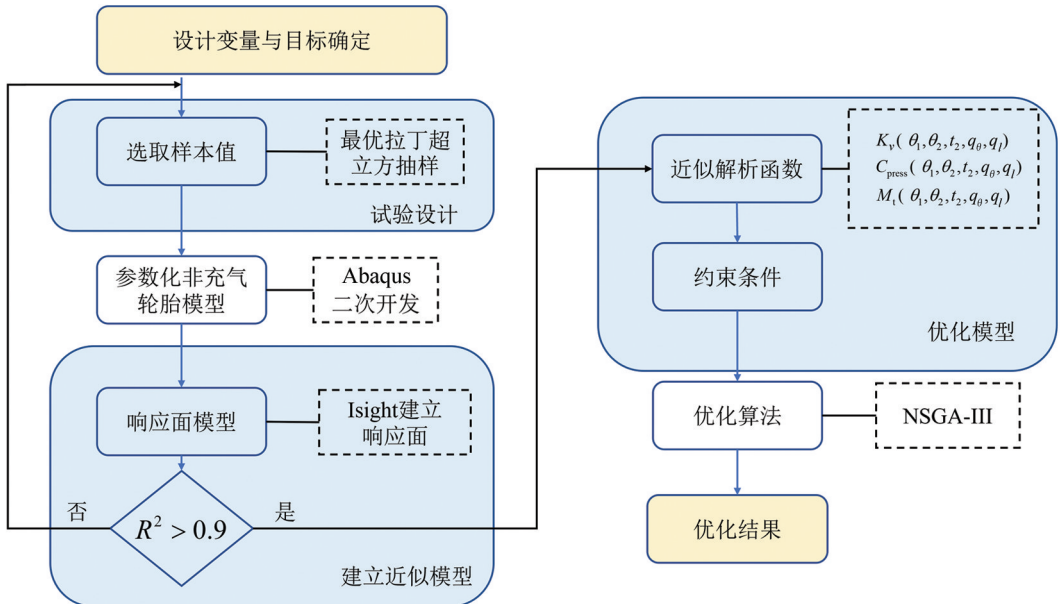


图 17 农业工况下 DANT 的优化流程图

为探究设计目标与设计变量的输出响应关系, 采用最优拉丁超立方抽样 (Optimal Latin Hypercube Sampling, OLHS), 在设计变量范围内获取 30 组样本值, 并利用 DANT 参数化仿真平台计算目标输出, 如表 4 所示。

表 4 基于 OLHS 方法的数据与目标结果

序号	$\theta_1/(\circ)$	$\theta_2/(\circ)$	t_2/mm	q_θ	q_t	$K_v/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	$C_{\text{press}}/\text{MPa}$	M_t/kg
1	26.22	52.55	2.95	1.010	1.033 0	190.84	0.461	14.1
2	19.08	58.27	3.40	1.002	1.062 0	505.05	0.544	15.8
3	21.63	60.82	2.75	1.006	1.018 0	265.11	0.440	13.6
4	19.59	55.20	3.81	1.053	1.080 0	468.65	0.467	17.5
5	22.65	59.80	4.42	1.039	1.003 0	387.90	0.514	18.2
6	34.90	55.14	3.56	1.035	1.002 0	186.01	0.471	15.5
7	38.98	64.90	3.11	1.033	1.064 0	110.12	0.412	13.6
8	24.18	53.67	2.58	1.090	1.046 0	182.88	0.427	13.4
9	15.00	54.69	3.97	1.067	1.031 0	968.62	0.443	17.8
10	36.94	62.86	4.21	1.063	1.070 0	288.68	0.553	17.1
11	39.49	53.16	2.62	1.018	1.038 0	67.48	0.449	13.3
12	33.37	52.65	3.28	1.004	1.074 0	151.01	0.478	15.1
13	17.04	66.43	2.99	1.047	1.069 0	461.68	0.465	14.8
14	27.24	59.29	2.50	1.031	1.059 0	181.16	0.463	12.7
15	40.00	57.24	3.93	1.020	1.041 0	80.26	0.499	16.8
16	26.73	70.00	3.19	1.012	1.049 0	320.51	0.535	14.3
17	29.29	54.18	2.54	1.053	1.011 4	158.08	0.466	12.9
18	38.47	56.22	2.66	1.076	1.047 3	83.68	0.433	13.3
19	21.12	58.27	4.50	1.027	1.051 0	713.42	0.533	18.9
20	35.92	65.92	2.90	1.022	1.016 3	130.55	0.453	13.4
21	29.80	49.08	4.37	1.014	1.026 0	349.28	0.450	18.3
22	30.31	63.88	3.07	1.078	1.078 4	243.57	0.468	14.3
23	30.82	48.57	2.86	1.057	1.076 7	198.54	0.393	14.6
24	25.20	47.04	4.13	1.069	1.009 8	512.82	0.466	18.2
25	18.06	61.84	3.43	1.098	1.057 1	606.35	0.505	16.2
26	35.41	51.63	3.64	1.094	1.066 9	179.86	0.535	16.6
27	36.43	45.00	3.48	1.041	1.042 0	183.54	0.543	16.9
28	16.53	49.59	2.82	1.043	1.060 4	405.52	0.490	14.6
29	32.35	65.41	3.72	1.100	1.042 0	204.32	0.498	16.4
30	23.16	57.76	3.36	1.096	1.008 0	463.39	0.537	15.7

由于 DANT 设计变量与目标输出之间的映射关系为强非线性, 准确的显性公式难以描述, 而响应面法具有构造简单、形式灵活、收敛快和适用性强等优点, 因此根据以上 OLHS 样本获得了不同设计变量下优化目标的响应面函数:

$$K_v = -79\,022.019 - 101.009\theta_1 - 59.517\theta_2 - 1\,042.008t_2 + 71\,533.601q_\theta + 89\,045.918q_l + 0.407\theta_1^2 - 0.001\,51\theta_2^2 - 59.921t_2^2 - 26\,198.203q_\theta^2 - 42\,797.902q_l^2 + 0.009\,51\theta_1\theta_2 - 10.604\theta_1t_2 - 46.935\theta_1q_\theta - 135.122\theta_1q_l - 4.626\theta_2t_2 - 11.011\theta_2q_\theta + 82.725\theta_2q_l + 172.313t_2q_\theta + 1\,896.108t_2q_\theta - 13\,962.32q_\theta q_l \quad (13)$$

$$C_{\text{press}} = -14.309 + 0.022\,6\theta_1 + 0.006\,83\theta_2 - 1.097t_2 + 3.065q_\theta + 27.695q_l - 3.103\theta_1^2 + 8.608\theta_2^2 - 0.005\,56t_2^2 + 7.645q_\theta^2 - 5.13q_l^2 - 0.000\,281\,1\theta_1\theta_2 + 0.002\,06\theta_1t_2 + 0.032\,3\theta_1q_\theta - 0.043\,5\theta_1q_l + 0.004\,77\theta_2t_2 - 0.042\,7\theta_2q_\theta + 0.020\,1\theta_2q_l + 0.328t_2q_\theta + 0.487t_2q_\theta - 17.836q_\theta q_l \quad (14)$$

$$M_t = -230.19 + 0.381\theta_1 + 0.443\theta_2 - 1.491t_2 + 137.028q_\theta + 289.083q_l + 0.001\,42\theta_1^2 + 0.001\,89\theta_2^2 - 0.041\,9t_2^2 - 39.221q_\theta^2 - 76.775q_l^2 - 0.003\,48\theta_1\theta_2 - 0.004\,49\theta_1t_2 + 0.128\theta_1q_\theta - 0.397\theta_1q_l - 0.016\,4\theta_2t_2 + 0.271\theta_2q_\theta - 0.802\theta_2q_l + 2.965t_2q_\theta + 2.558t_2q_\theta - 74.613q_\theta q_l \quad (15)$$

非支配排序遗传算法(Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm, NSGA)是一种基于生物进化理论寻找最优解的方法^[20],相较于 NSGA-II 运用拥挤距离和拥挤度来对同一非支配等级的个体进行选择,NSGA-III 则运用分布参考点在高维目标中维持种群的多样性,因此具有更优秀的收敛性和多样性。本文采用 NSGA-III 对 DANT 开展多目标优化设计,根据 NSGA-III 生成的非劣解集,定义满意度函数 S ,以 S 最小化为准则选取最优结构参数,其表达式如下:

$$S = k_1 \frac{K_v - K_{v_{\min}}}{K_{v_{\max}} - K_{v_{\min}}} + k_2 \frac{C_{\text{press}} - C_{\text{press}_{\min}}}{C_{\text{press}_{\max}} - C_{\text{press}_{\min}}} + k_3 \frac{M_t - M_{t_{\min}}}{M_{t_{\max}} - M_{t_{\min}}} \quad (16)$$

式中: k_i 为对应的权重系数, $i = 1, 2, 3$; $K_{v_{\min}}$ 和 $K_{v_{\max}}$ 分别为 DANT 径向刚度的最小值和最大值; $C_{\text{press}_{\min}}$ 和 $C_{\text{press}_{\max}}$ 分别为 DANT 最大接触应力的最小值和最大值; $M_{t_{\min}}$ 和 $M_{t_{\max}}$ 分别为 DANT 质量的最小值和最大值。

最大接地应力直接反映了轮胎与地面的接触情况,为降低非充气轮胎对土壤的压实效应,将权重 k_2 设置为 1.2, k_1 及 k_3 分别设置为 1, 优化后支撑体的结构参数如表 5 所示。优化后的结果表明,与初始值相比, DANT 的径向刚度提升了 7.13%, 最大接地应力下降了 15.63%, 质量减少了 5.70%。

表 5 初始值与优化结果对比

参数	$\theta_1/(^\circ)$	$\theta_2/(^\circ)$	t_2/mm	q_θ	q_l	$K_v/(\text{mm} \cdot \text{N}^{-1})$	$C_{\text{press}}/\text{MPa}$	M_t/kg
初始值	27.5	55.0	3.5	1.05	1.04	316.65	0.512	15.8
优化后	24.3	51.3	3.67	1.03	1.06	339.24	0.432	14.9

5 DANT 性能试验验证

采用热压成型工艺对 DANT 进行加工,轮毂材料采用 6061-T6 铝合金。同时为了减轻轮毂的质量,使轮毂外形美观,在轮毂两侧设计了花瓣形凹坑和条形凹槽,加工后的 DANT 样胎如图 18 所示。

农业轮胎与土壤表面的接触情况与接地应力的大小和分布相关,为了测量 DANT 与路面的接触面积,将压敏胶片放置于胎面与地面接触的中间,获取了不同径向载荷下 DANT 接地应力的大小及分布,如图 19 所示。随着径向载荷的增加,压敏胶片的显色区域越来越大,颜色也越来越深,说明接触面积和接地应力都随径向载荷的增加而变大。将压敏胶片色域与比色卡对比分析,接触应力的分布和大小与上述仿真结果一致,验证了参数化仿真平台的可靠性。

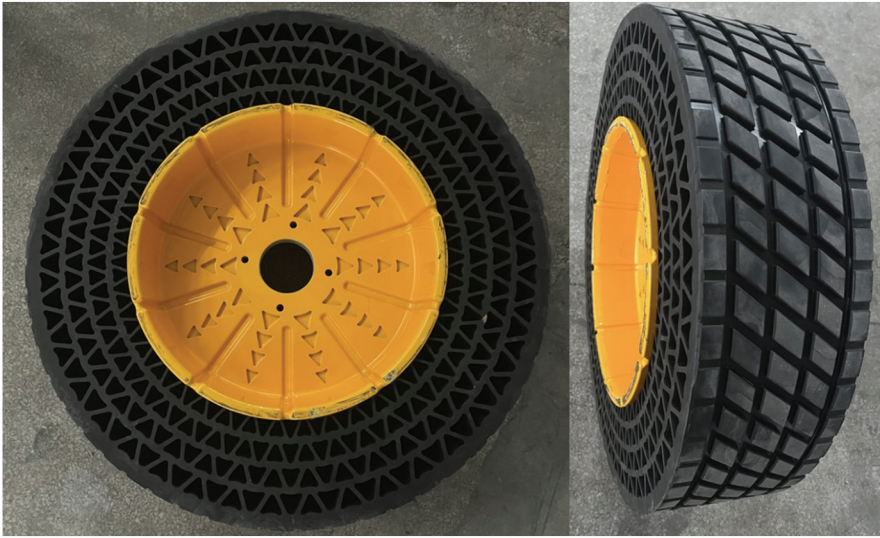


图 18 DANT 样胎

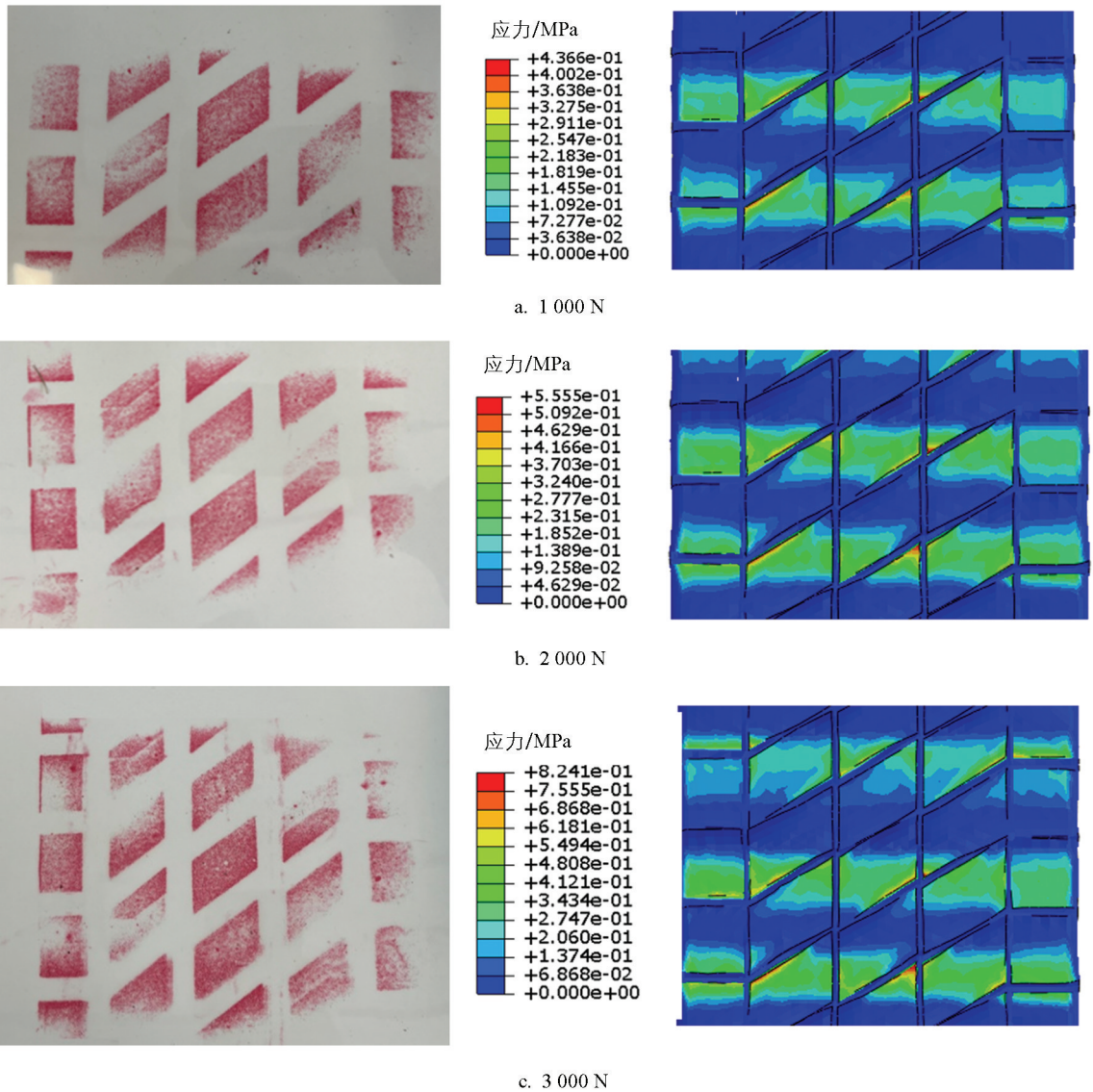


图 19 不同径向载荷下 DANT 接地应力的大小及分布图

土壤容重指一定容积的土壤烘干后质量与烘干前体积的比值,侧面反映了土壤的压实情况,在相同试验条件下,土壤压实程度随着土壤容重的增大而增大^[21]。为了探究 DANT 与不同土壤表面的接触情况,在不同的径向载荷下,对 DANT 和农业充气轮胎分别开展不同类型土壤的受压分析,获得了 3 种类型土壤被轮胎压实后的表面土壤容重,如表 6 所示。试验结果表明: DANT 因其梯度 DACS 支撑体结构实现了显著的力学分散效果,接地压强较小,从而使得受 DANT 作用下的土壤容重低于农业充气轮胎,验证了 DANT 在减少土壤压实方面的显著优势。

表 6 不同类型土壤受压后的表面土壤容重

土壤类型	径向载荷/N	土壤容重/(g·cm ⁻³)			土壤容重 减小百分比/%
		初始值	农业充气轮胎	DANT	
沙土	1 000	1.09	1.25	1.12	10.40
	2 000		1.27	1.23	3.14
	3 000		1.35	1.32	2.22
壤土	1 000	1.23	1.33	1.31	1.50
	2 000		1.43	1.36	4.90
	3 000		1.51	1.45	3.97
黏土	1 000	1.35	1.45	1.39	4.14
	2 000		1.48	1.42	4.05
	3 000		1.53	1.44	5.88

小型深耕机的结构如图 20a 所示。为了验证 DANT 的土壤保护性能,将优化后的 DANT 安装在小型立轴式深耕机上,取代传统的农业充气轮胎,如图 20b 所示。

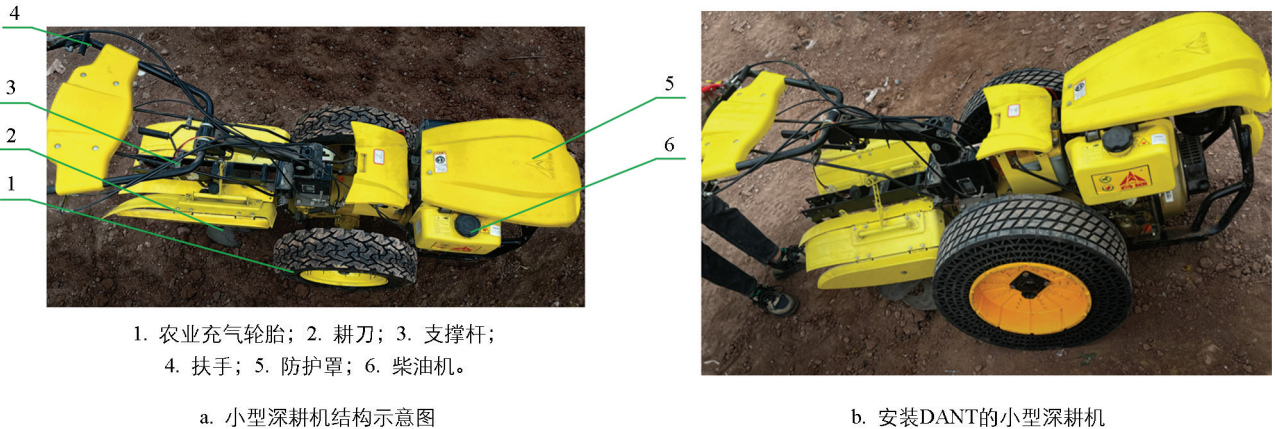


图 20 DANT 安装前后小型深耕机对比图

在此基础上,分别对安装 DANT 和农业充气轮胎的小型深耕机进行土壤压实试验,将土壤压力传感器预埋于轮胎滚动经过的土壤下层,小型深耕机作业压实土壤后记录土壤压力传感器示数变化以分析不同深度的土壤应力情况。农业充气轮胎与 DANT 在不同土壤深度下的土壤应力结果如图 21 所示,在相同土壤深度下,装配 DANT 作用下的土壤应力明显低于农业充气轮胎作用下的土壤应力。同时,在 5 个土壤深度下装配 DANT 和农业充气轮胎的平均土壤应力分别为 0.138 MPa 及 0.170 MPa,装配 DANT 时的土壤应力平均减少了 18.82%,表明该小型深耕机配备 DANT 能够有效降低土壤压实程度。

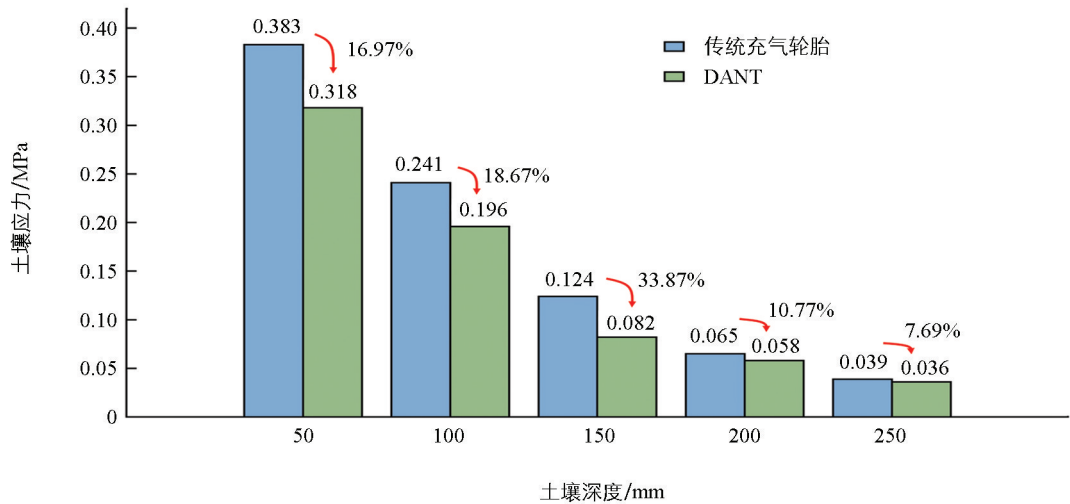


图 21 不同土壤深度下的土壤应力对比图

6 结论

本文基于农业环境的复杂路面情况, 针对农业土壤压实问题, 设计了一种新型 DANT, 并将设计的 DANT 应用于小型深耕机上, 对其开展了土壤压实试验, 得出以下结论:

1) 完成了针对梯度 DACS 的参数化设计, 并依据 DACS 的几何关系建立了参数化 DANT 模型, 采用 Python 脚本和 Abaqus 二次开发搭建了 DANT 的参数化仿真平台, 实现了 DANT 模型构建与数值模拟自动化, 显著提升了仿真效率。

2) 基于参数化仿真平台, 对 DANT 的三向刚度、接地性能等静态力学性能开展了分析, 结果表明周向单胞数量的增加以及支撑体胞壁厚度的增大可显著提升 DANT 的径向、横向和纵向刚度, 但同时也导致最大接地应力的上升。此外, DANT 在越障、跨越沟渠等复杂农业路况下仍能保持优良的动态力学性能, 展现了突出的承载能力与动态稳定性。

3) 针对农业复杂工况, 以 DANT 径向刚度最大、最大接地应力最小和质量最小为优化目标, 以 θ_1 、 θ_2 、 t_2 、 q_θ 和 q_l 作为优化变量, 利用 NSGA-III 算法对 DANT 开展多目标优化设计。优化后 DANT 的径向刚度提升了 7.13%, 最大接地应力下降了 15.63%, 质量减少了 5.70%。

4) 试制了优化后的 DANT 样胎并对其开展了土壤表面接触试验, DANT 因其梯度 DACS 支撑体结构实现了显著的力学分散效果, 其作用下的土壤容重明显低于农业充气轮胎。进一步将 DANT 与农业充气轮胎分别安装在小型深耕机上开展田间试验, 试验结果表明, 装配 DANT 时的平均土壤应力比使用农业充气轮胎时降低了 18.82%。DANT 的应用显著降低了土壤压实程度, 展现出良好的土壤保护性能。

参考文献:

- [1] 向铁明, 周水庭, 何明光. 拖拉机转向梯形机构的 MATLAB 优化与转向特性分析 [J]. 云南农业大学学报(自然科学), 2015, 30(2): 283-288.
- [2] FARHADI P, GOLMOHAMMADI A, SHARIFI MALVAJERDI A, et al. Tire and Soil Effects on Power Loss: Measurement and Comparison with Finite Element Model Results [J]. Journal of Terramechanics, 2020, 92: 13-22.
- [3] 高山铁, 钱江宁, 李占龙, 等. 特种车辆非充气轮胎研究综述 [J]. 兵器装备工程学报, 2024, 45(3): 172-180.
- [4] HRYCIÓW Z, JACKOWSKI J, ŻMUDA M. The Influence of Non-Pneumatic Tyre Structure on Its Operational Properties [J]. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2020, 17(3): 8168-8178.
- [5] DENG Y J, WANG Z Y, SHEN H, et al. A Comprehensive Review on Non-Pneumatic Tyre Research [J]. Materials & Design, 2023, 227: 111742.

- [6] PHROMJAN J, SUVANJUMRAT C. Non-Pneumatic Tire with Curved Isolated Spokes for Agricultural Machinery in Agricultural Fields: Empirical and Numerical Study [J]. *Heliyon*, 2023, 9(8): e18984.
- [7] LI H Y, ZHOU H C, YANG J, et al. Study of the Dynamic Performance of Rolling Non-Pneumatic Tires Using Finite Element Method [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2022, 44(7): 289.
- [8] WU T Y, LI M X, ZHU X L, et al. Research on Non-Pneumatic Tire with Gradient Anti-Tetrachiral Structures [J]. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 2021, 28(22): 2351-2359.
- [9] ZHANG Z F, FU H X, ZHAO Q, et al. Pattern Design and Performance Analysis of a Flexible Spoke Bionic Non-Pneumatic Tire [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2021, 43(1): 41.
- [10] DEZIANIAN S, AZADI M. Multi-Material Metamaterial Topology Optimization to Minimize the Compliance and the Constraint of Weight: Application of Non-Pneumatic Tire Additive-Manufactured with PLA/TPU Polymers [J]. *Polymers*, 2023, 15(8): 1927.
- [11] NI S Q, FU H X, LI X L, et al. Design and Simulation of a New Type of Composite Flexible-Spoke Non-Pneumatic Tire [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2024, 46(5): 310.
- [12] 刘彦, 王百川, 闫俊伯, 等. 侵彻作用下负泊松比蜂窝夹芯结构动态响应 [J]. *兵工学报*, 2023, 44(7): 1938-1953.
- [13] SIMPSON J, KAZANCI Z. Crushing Investigation of Crash Boxes Filled with Honeycomb and Re-Entrant (Auxetic) Lattices [J]. *Thin-Walled Structures*, 2020, 150: 106676.
- [14] SUN F Z, LIU M, WANG B M, et al. Properties of 3D Double-Arrow Negative Poisson's Ratio Lattice Structure under Quasi-Static Compression and Low-Speed Impact [J]. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2022, 2022(1): 3726964.
- [15] LI Z Y, WANG X T, YANG J S, et al. Mechanical Response and Auxetic Properties of Composite Double-Arrow Corrugated Sandwich Panels with Defects [J]. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 2022, 29(27): 6517-6529.
- [16] GAO Q, GE C Q, ZHUANG W C, et al. Crashworthiness Analysis of Double-Arrowed Auxetic Structure under Axial Impact Loading [J]. *Materials & Design*, 2019, 161: 22-34.
- [17] ZHAO Y Q, ZANG L G, CHEN Y Q, et al. Non-Pneumatic Mechanical Elastic Wheel Natural Dynamic Characteristics and Influencing Factors [J]. *Journal of Central South University*, 2015, 22(5): 1707-1715.
- [18] NARASIMHAN A. A Computational Method for Analysis of Material Properties of a Non-Pneumatic Tire and Their Effects on Static Load-Deflection, Vibration, and Energy Loss from Impact Rolling over Obstacles [D]. Clemson: Clemson University, 2010.
- [19] VEERAMURTHY M. Modeling, Finite Element Analysis, and Optimization of Non-Pneumatic Tire (NPT) for the Minimization of Rolling Resistance [D]. Clemson: Clemson University, 2011.
- [20] 李鑫, 姜新波, 纪欣鑫, 等. 基于遗传算法的螺旋双轮排肥器优化设计与试验 [J]. *河南农业大学学报*, 2023, 57(6): 1026-1034.
- [21] 裴宜坤, 宋强龙, 陈雪婷, 等. 烟草垄体分层施肥土壤镇压试验与肥料颗粒偏移分析 [J]. *河南农业大学学报*, 2024, 58(4): 654-662.