doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2024.S2.040

# 龙门式宽幅作业平台车架纵梁结构轻量化优化设计

赵传波[1] 阎 琨[1] 闫洪峰[2,3] 贾双龙[4] 李蓉萱[2,3] 李法镰[2,3]

（1. 大连理工大学化工学院，大连 116024；2. 中国农业机械化科学研究院集团有限公司，北京 100083；
3. 农业装备技术全国重点实验室，北京 100083；4. 北京金轮坤天特种机械有限公司，北京 100083）

**摘要**：针对农业机械龙门式宽幅作业平台超重问题，开展了结构轻量化设计研究，提出了一种克服结构分析模型复杂度过高的结构轻量化实现方法，并给出了相应的实施流程。首先面向完整模型复杂且细节多的问题，借助代理模型发展了一种等效弹性支撑建模方法，实现了非关键分析区域的分析模型大幅简化，在保证核心区域仿真分析精度的同时有效降低计算成本。进而，面向零部件多样导致的设计参数过多的问题，采用灵敏度分析识别出影响设计区域应力与质量的关键参数。最后，采用响应面优化方法获得了轻量化设计方案。较现有设计，优化后的纵梁结构设计质量减少约1 424 kg，实现整车质量减少4.31%，结构比质量降为118.67 kg/kW，同时满足强度和刚度需求，本文所建立的复杂农机平台轻量化设计方法可为龙门式宽幅作业平台的研制提供参考。

**关键词**：宽幅作业平台；车架；模型简化；响应面法；轻量化

**中图分类号**：S220.34 **文献标识码**：A **文章编号**：1000-1298(2024)S2-0389-13

# Lightweight Optimization Design of Longitudinal Beam Structure of Gantry Wide-width Work Platform Frame

ZHAO Chuanbo[1] YAN Kun[1] YAN Hongfeng[2,3] JIA Shuanglong[4] LI Rongxuan[2,3] LI Falian[2,3]

(1. *School of Chemical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian* 116024, *China*
2. *Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences Group Co., Ltd., Beijing* 100083, *China*
3. *National Key Laboratory of Agricultural Equipment Technology, Beijing* 100083, *China*
4. *Beijing Jinlun Kuntian Special Machine Co., Ltd., Beijing* 100083, *China*)

**Abstract**: Aiming at the issue of overweight in gantry-type wide-span operation platforms for agricultural machinery, research on structural lightweight design was conducted and a method to achieve structural weight reduction was proposed by addressing the high complexity of structural analysis models. The corresponding implementation process was also provided. Firstly, to tackle the complexity and detail density of the complete model, an equivalent elastic support modeling method was developed by using surrogate models, which significantly simplified the analysis model for non-critical regions while ensuring the accuracy of the simulation in the core areas and effectively reducing computational costs. Subsequently, sensitivity analysis was employed to identify key parameters affecting stress and mass in the design, addressing the issue of excessive design parameters resulting from component diversity. Finally, a lightweight design solution was obtained by using response surface optimization. Compared with the existing design, the optimized longitudinal beam structure reduced the mass by approximately 1 424 kg, achieving a 4.31% reduction in total vehicle mass, and the specific mass was decreased to 118.67 kg/kW, while still meeting strength and stiffness requirements. The lightweight design methodology established can provide a foundational approach and reference for the development of gantry-type wide-span operation platforms for agricultural machinery.

**Key words**: wide span operation platform; chassis; model simplification; response surface methodology; lightweight

收稿日期：2024-07-30 修回日期：2024-10-16

**基金项目**：国机集团科研专项(ZDZX2022-1)

**作者简介**：赵传波(1999—)，男，硕士生，主要从事特种车辆结构轻量化研究，E-mail: chuanbo@mail.dlut.edu.cn

**通信作者**：闫洪峰(1979—)，男，研究员，博士，主要从事机场地面保障车辆和特种行走车辆等研究，E-mail: hongfeng216@163.com

## 0 引言

龙门式拖拉机(Gantry tractor)这一概念起源于19世纪50年代,也被称为宽幅作业车辆(Wide span vehicle)[1]。与传统的拖拉机底盘牵引机具的工作模式不同,宽幅作业平台[2]支持搭载耕、种、管、收等所有配套模块化机具,适用于田间所有生产作业,纵向行走模式用于道路转运,横向行走模式用于装备在田间大宽幅作业[3]。其模块可以在10 min之内由一人单独完成更换,提高了生产作业效率,避免了土壤压实,并大幅提高了农作物产量。然而国内开展龙门式宽幅作业车辆的研究甚少,目前中国农业机械化科学研究院集团有限公司、北京金轮坤天特种装备研制中心开展了相关研究[4-5],龙门式宽幅作业平台初代样机已研制成功。

当前第一代龙门式宽幅作业平台总质量约33 t,存在超重问题,根据GB/T 15370.4-2012《农业拖拉机通用技术条件 第4部分:履带拖拉机》,拖拉机结构比质量应不大于120 kg/kW,当前行走动力系统额定功率191 kW,作业动力系统额定功率168 kW,作业平台搭载农机具正常作业工况总质量约44 t,则结构比质量为122.56 kg/kW,这不仅会消耗更多燃料,对动力需求更高。因此,对作业平台进行轻量化技术开发,减少作业时污染气体的排放,降低燃油消耗与动力需求,增加续驶里程,提高其作业性能有着重要的现实意义[6]。

轻量化技术广泛应用于汽车[7]及航空航天[8]等领域,农业机械领域轻量化研究同样主要是从“结构、材料及工艺”3个方面展开研究[9],其中结构轻量化主要包括尺寸优化、形状优化、拓扑优化和多学科设计优化[10],减少不必要的材料使用,同时保持结构强度和刚度;材料轻量化主要包括新型材料应用,如铝合金、镁合金、钛合金、碳纤维等,高性能钢材和复合材料[11];工艺轻量化主要包括3D打印、激光焊接等先进制造技术及热处理工艺等[12]。国内针对不同农业机械展开轻量化研究,吴伟斌等[13]通过对山地轮式果园运输机车架进行结构优化,分析了车架在不同载荷条件下的强度和刚度,并提出了通过改变横梁布置和降低板厚来实现车架轻量化的方法,最终使车架质量减少12.4%,在满足结构性能的前提下达到了轻量化的目标。张娜娜等[14]在高速水稻插秧机车架轻量化设计研究中,对3种作业工况进行有限元分析,通过应力计算和试验测量验证了有限元计算的准确性,进行尺寸优化选取5个设计变量进行轻量化设计,最终使车架质量减少16.77%,证明了优化方案的经济性和可行性。周方思等[15]通过不同工况有限元静力学分析,并进行试验验证,基于前述分析结果进行了优化设计(拓扑优化与尺寸优化),研究结果表明,通过优化设计,车架质量减少33.89%,在满足强度和刚度要求的前提下,有效降低了整机油耗,提高了作业性能,为相关农业机械的轻量化设计提供了理论依据和实践参考。

但上述研究均针对不同农业机械车架进行轻量化优化,本文将以宽幅作业平台车架为研究对象开展轻量化研究,对其进行多目标优化设计,利用三维建模软件建立车架的几何模型,实现三维几何模型的参数化。利用三维建模软件与有限元分析软件的关联接口,将模型导入并进行有限元分析。通过构造代理模型提出一种模型等效替代的简化方法获得低精度的简化模型,以此来进行车架纵梁响应面尺寸参数优化,最终得到最优的轻量化设计方案。

## 1 宽幅作业平台结构有限元分析

如图1所示,宽幅作业平台主要由驾驶室总成、车架总成、行走动力系统总成、作业动力系统总成、悬挂系统总成、行走转向系统总成、机具模块挂接装置、前后支撑装置、液压系统总成及电气系统总成等组成。该作业平台装备履带式车轮,采用液压驱动技术,有纵行和横行2种行走模式:纵行模式主要用于道路行驶,横行模式主要用于田间作业[16]。

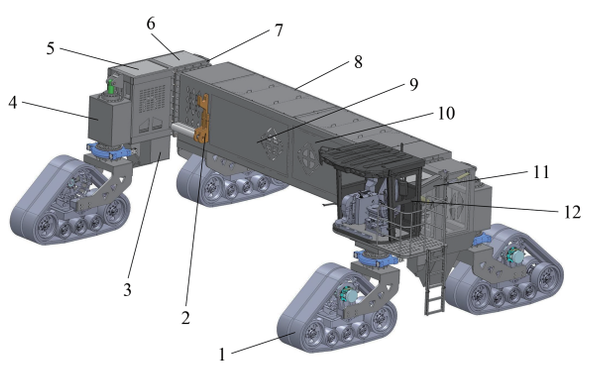



图1 宽幅作业平台三维模型

Fig. 1 3D Model of wide-width working platform

1. 行走转向系统总成 2. 机具模块挂接装置 3. 前后支撑装置 4. 悬挂系统总成 5. 液压系统总成 6. 电气系统总成 7. 横向梁架 8. 纵向梁架 9. 行走动力系统总成 10. 作业动力系统总成 11. 驾驶室姿态调整装置 12. 驾驶室

本文的主要研究对象为宽幅作业平台车架总成,车架总成由纵向梁架、前横向梁架和后横向梁架组成,纵向梁架由纵梁基体和纵梁加长舱段组成。纵梁基体内置行走动力系统总成和作业动力系统总成,纵梁基体外侧集成作业机具挂接装置。前横向梁架两端集成悬挂装置,中间内置液压油箱和电气系统等。后横向梁架两端集成悬挂装置,中间内置燃油箱和液压系统等。横向梁架与纵向梁架共同合成一俯视偏心工字形结构,工字形结构合围成的俯视U型区域以容纳挂接不同种类和功能的机具模块[17]。由于车架纵梁部分是主要承载结构,外挂接机具,因此本文基于车架纵梁展开轻量化研究。

### 1.1 车架有限元模型搭建

基于有限元仿真软件进行车架的有限元建模是一个复杂过程,涉及到几何建模、模型处理、材料属性定

义、网格划分、边界条件和载荷设置、求解以及结果分析等多个步骤。

将宽幅作业平台三维模型无缝链接导入仿真软件中，首先是在DM中对作业平台的三维模型进行模型简化，去除不必要的细节，如小孔、小凹槽、非承载结构的小部件及不必要倒角等，以减少计算复杂度和提高网格质量。

如图2所示，车架梁架主体部分及梁架盖板部分保留，对于动力系统、液压系统、电气系统及支撑装置等附属件部分，采用方块代替原始复杂模型，通过改变方块模型材料密度可改变其质量，尽量使其与原始模型质量相同，最后只保留纵横向梁架、悬挂系统梁架及转向支腿部分，减少了计算时间和资源，而且去掉的细节不会对最终的分析结果产生重要影响，从而在保证计算效率的同时也保证了分析结果的准确可靠性。

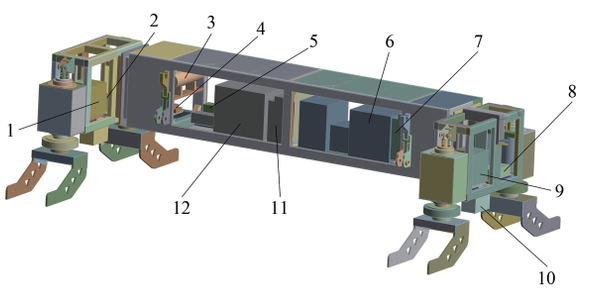



图2　宽幅作业平台车架简化模型

Fig. 2　Simplified model of wide working platform frame

1. 燃油箱　2. 液压系统　3. 排气系统　4. 液压阀块　5. 尿素罐　6. 作业动力发动机　7. 作业动力风扇　8. 电气系统　9. 液压油箱　10. 支撑装置　11. 行走动力风扇　12. 行走动力发动机

对不同部件赋予不同的材料密度，车架材料是Q355B钢，其为一种低合金高强度结构钢，具有优异的力学性能和焊接性能，广泛应用于桥梁、建筑、车辆、船舶、压力容器等领域[18]。按照GB/T 1591-2018《低合金高强度结构钢》，Q355B钢屈服强度355 MPa，在结构强度分析中，为了考虑动态载荷、疲劳和安全系数等因素，实际的最大允许应力一般取屈服强度的百分比。常见的安全系数为1.5~2.0。该材料参数如表1所示。

**表1　Q355B钢材料参数**

**Tab. 1　Q355B steel material parameters**

| 参数 | 材料种类 | 弹性模量/GPa | 泊松比 | 密度/（g·cm$^{-3}$） | 屈服极限/MPa | 抗拉强度/MPa |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 数值 | Q355B钢 | 210 | 0.3 | 7.85 | 355 | 490 |

材料许用应力计算式为

$$\sigma_p = \frac{\sigma_s}{n} \tag{1}$$

式中　$\sigma_p$——许用应力，MPa

$\sigma_s$——屈服强度，取355 MPa

$n$——安全系数，取1.5~2.0

如果安全系数取1.5，则许用应力约为236.7 MPa；如果安全系数取2.0，则许用应力为177.5 MPa。

车架梁架结构总质量由软件计算得12 838 kg，对于车架上承载的零部件，设置附属件材料密度为1 600 kg/m$^3$，得到附属件总质量约为5 190 kg，A/B支撑装置各500 kg，驾驶室总成1 000 kg，履带轮转向总成2 500 kg，简化掉的结构件大概3 000 kg，整车质量33 028 kg，整车零部件质量如表2所示。

**表2　整车零部件质量**

**Tab. 2　Vehicle parts quality**

| 零部件名称 | 质量/kg | 数量 |
|---|---|---|
| 作业动力发动机 | 2 000 | 1 |
| 行走动力发动机 | 1 500 | 1 |
| 发动机风扇 | 250 | 2 |
| 作业动力发动机底座 | 50 | 1 |
| 尿素罐 | 60 | 1 |
| 电气/液压系统 | 60 | 2 |
| 燃/液压油箱 | 400 | 2 |
| 排气系统 | 120 | 1 |
| 液压阀块 | 10 | 4 |
| A/B支撑装置 | 500 | 2 |
| 驾驶室 | 1 000 | 1 |
| 履带轮 | 2 500 | 4 |
| 简化掉结构件 | 3 000 | 1 |
| 车架梁架 | 12 838 | 1 |
| 整车总质量/kg | 33 028 | |

网格划分主要是根据结构形状来决定采用四面体或六面体网格，对于复杂结构采用四面体单元，对于简单块状结构采用六面体单元，单元尺寸设置根据零部件尺寸调整。最终得到网格单元数1 488 303个，节点数3 016 396个，从网格、节点数量来看，这对计算机性能要求很高。搭建有限元分析模型后，根据不同工况进行相应的求解设置，后处理阶段主要关注结构强度与刚度，即变形与应力。

### 1.2　满载工况下静力学分析

宽幅作业平台车架结构及受力情况都比较复杂，用一般力学分析方法很难判断求解。为此，在上文所建立的宽度作业平台车架有限元模型基础上对其2种不同行走模式（横行和纵行），分别展开静力学分析。由于纵行只用于空载状态下道路转运，这里以横行模式下收获作业满载工况为例。

约束为4组转向支架与履带轮连接处，对于简化后模型，空载状态下，载荷有车架及附属零部件自身重力，将车架所受外载荷简化为等效载荷加载到车架相应部位。车架自重通过设置材料密度，软件可自动添加，车架上各部分总成简化为惯性载荷直接作用在车架相应部位。假设满载情况下，农机具10 t及农作物5 t情况，如表3和图3所示。

如图4所示，从变形和应力云图结果来看，最大变形量为2.44 mm，参考《钢结构规范》计算可知许用最大变形量为梁长度的1/1 000[19]，即7 mm，大于2.44 mm，满足变

表3 载荷及施加方式

Tab. 3 Load and method of application

| 载荷名称 | 载荷/N | 加载方式 |
|---|---|---|
| 车架、附属件及支撑自重B | 190 280 | 惯性载荷 |
| 驾驶室总成E | 10 000 | 远程载荷 |
| 农机具C | 100 000 | 远程载荷 |
| 农作物D | 50 000 | 均布载荷 |
| 合计 | 350 280 | |

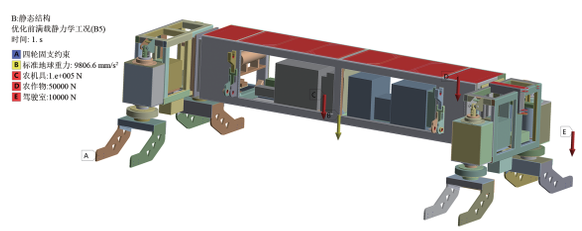
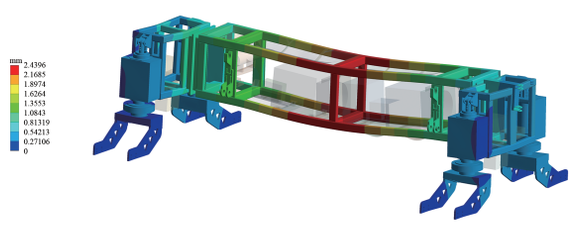



图3 车架约束及加载方式

Fig. 3 Frame constraints and loading methods




(a) 位移云图




(b) 应力云图

图4 满载工况车架静力学分析

Fig. 4 Static analysis of frame under full load condition

形标准。最大等效应力为172.73 MPa,小于177.5 MPa,安全系数为2.0,满足应力标准,因此强度和刚度均满足要求。

通过满载工况下静力学分析结果,发现结构中存在较大低应力区,这意味着该部分结构在当前满载工况下并没有充分发挥其力学潜力。而且应力最大点发生在应力集中处,说明结构强度过剩或者设计过于保守,这将导致结构中使用过量的材料,从而增加结构质量,增大能源消耗。

因此,从仿真结果看,该结构存在很大优化空间,可以通过重新设计梁截面参数或者改变结构形式等手段来实现轻量化。但同时冗余的结构可以保证结构的承载能力比实际负荷高,提高结构安全性,避免了超负荷情况下结构失效的风险。故对于结构的优化需要综合考量多种因素,进行专门轻量化结构设计。

## 2 宽幅作业平台车架模型简化

由上述仿真发现,在满载作业工况下车架整体应力较小,说明结构存在较大优化空间。可以对车架进行结构轻量化设计,因此提出借助代理模型发展一种等效弹性支撑建模方法,大幅简化了非关键分析区域的分析模型,在保证关心区域仿真分析精度的同时有效降低计算成本。

### 2.1 车架模型均匀化

根据均匀化原理,可以将两侧横梁及转向、悬挂部分简化成块状结构,对方块赋予一种新材料,通过改变材料的力学参数,即弹性模量$E$及泊松比$\nu$,使中间纵梁部分的应力应变与均匀化前一致。对于关心的部件,即主要减重的纵梁部分,尽量还原其原始结构,使其在高、低精度模型中保持不变。因此,通过均匀化,使高、低精度模型对中间纵梁部分的影响一致,即可用低精度模型来进行结构优化,大大减小计算成本。

两侧横梁及支腿部分用块状结构代替,保留中间纵梁部分细节模型,如图5所示,得到优化前均匀化后低精度模型。

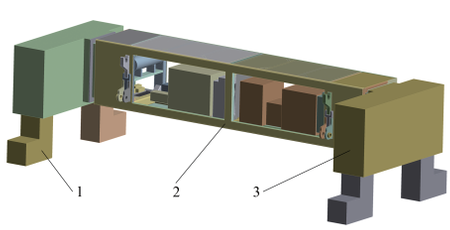



图5 优化前低精度模型

Fig. 5 Low precision model before optimization

1. 转向支腿 2. 纵梁车架 3. 横梁车架

对于两侧块状结构,车架横梁与转向支腿分别赋予不同的材料参数,通过改变材料密度使其质量与高精度模型一致,经软件计算求得横梁材料密度为950 kg/m³,支腿材料密度为2 700 kg/m³,简化后总质量为19 096 kg,与高精度模型质量大致相等。

### 2.2 均匀化前后模型对比

如图6所示,对均匀化前高精度模型与均匀化后低精度模型均进行相同边界条件的仿真,包括载荷、约束及网格划分方式等,保证设计变量唯一性。

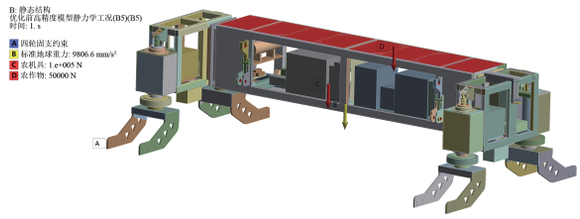
对均匀化前后高低精度模型分别展开有限元分析,得到网格数据与计算时间对比如表4所示。

从对比结果可以看出,低精度模型网格单元数和节点数相比高精度模型减少50%,同样工况仿真时间由2 452 s减少为131 s,大幅降低了计算时间,因此说明模型均匀化简化这一方法的重要性。

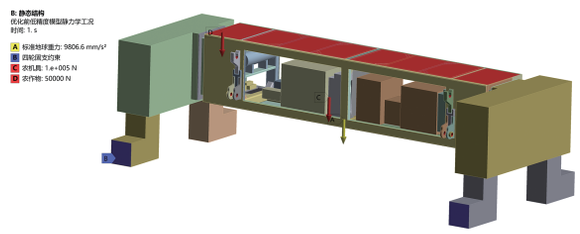
### 2.3 代理模型等效模型简化

通过响应面优化构建代理模型的方法,优化材料的弹性模量与泊松比,从而实现等效模型简化。

设计变量为2种材料弹性模量及泊松比,取值范围



(a) 均匀化前



(b) 均匀化后

图6　高低精度模型车架约束及加载方式

Fig. 6　Frame constraints and loading methods of high and low precision model

**表4　均匀化前后高低精度模型仿真对比**

**Tab. 4　Simulation comparison of high and low precision models before and after homogenization**

| 模型 | 单元数 | 节点数 | 计算时间/s |
|---|---|---|---|
| 高精度 | 1 488 303 | 3 016 396 | 2 452 |
| 低精度 | 705 256 | 1 483 324 | 131 |
| 变化率/% | 52.61 | 50.82 | 94.66 |

如表5所示。优化目标是将低精度模型仿真结果与高精度仿真结果相对应。

**表5　材料性能参数取值范围**

**Tab. 5　Value range of material properties parameters**

| 设计变量 | 初始值 | 取值范围 |
|---|---|---|
| 横梁$E_1$/GPa | 1.0 | 0.9~1.1 |
| 横梁$\nu_1$ | 0.4 | 0.3~0.4 |
| 支腿$E_2$/GPa | 9.0 | 8.0~10.0 |
| 支腿$\nu_2$ | 0.4 | 0.3~0.4 |

在有限元仿真软件响应面优化模块中通过构建代理模型，得到灵敏度及响应面，灵敏度如图7所示，通过图7可以发现，对纵梁变形量及应力影响较大的参数为2种材料的弹性模量。

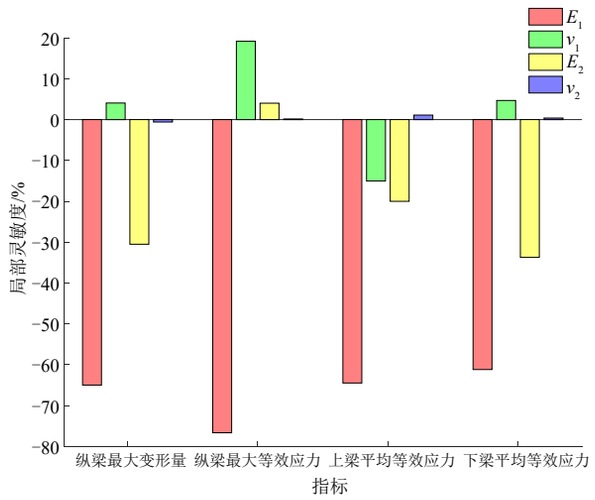



图7　材料性能参数灵敏度

Fig. 7　Sensitivity of material properties parameter

通过如图8所示二维响应关系与图9所示三维响应面图，可看出弹性模量和泊松比对结构响应的显著影响。高弹性模量能够减小结构变形和应力，而高泊松比则会增加变形和应力。

针对2种材料弹性模量和泊松比展开响应面优化，通过改变材料参数从而改变结构响应，使其对中间纵梁产生的应力应变效果不变，从而达到均匀化效果。优化目标是使均匀化后仿真结果与均匀化前一致，所以得到该多目标优化问题的数学模型，即材料性能参数优化式为

$$\begin{cases} \text{Find } \boldsymbol{X}=(E_1,\nu_1,E_2,\nu_2) \\ \text{Obj}\begin{cases} f_{\delta\max}(\boldsymbol{X})=2.45\ \text{mm} \\ f_{\sigma\max}(\boldsymbol{X})=176.86\ \text{MPa} \\ f_{\delta-u\max}(\boldsymbol{X})=2.44\ \text{mm} \\ f_{\sigma-u\text{avg}}(\boldsymbol{X})=9.88\ \text{MPa} \\ f_{\delta-d\max}(\boldsymbol{X})=2.45\ \text{mm} \\ f_{\sigma-d\text{avg}}(\boldsymbol{X})=9.47\ \text{MPa} \end{cases} \\ \text{s.t.}\begin{cases} 0.9\ \text{GPa}\leqslant E_1\leqslant 1.1\ \text{GPa} \\ 0.3\leqslant\nu_1\leqslant 0.4 \\ 8.0\ \text{GPa}\leqslant E_2\leqslant 10.0\ \text{GPa} \\ 0.3\leqslant\nu_2\leqslant 0.4 \end{cases} \end{cases} \tag{2}$$

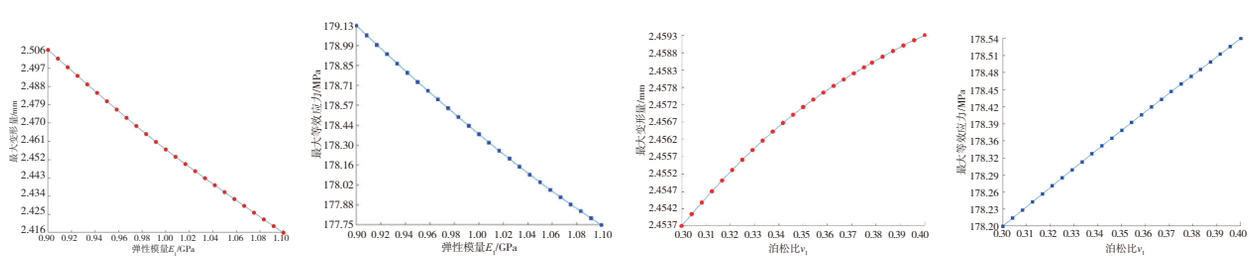



图8　材料性能参数与结构响应关系

Fig. 8　Relationships between material property parameters and structural response

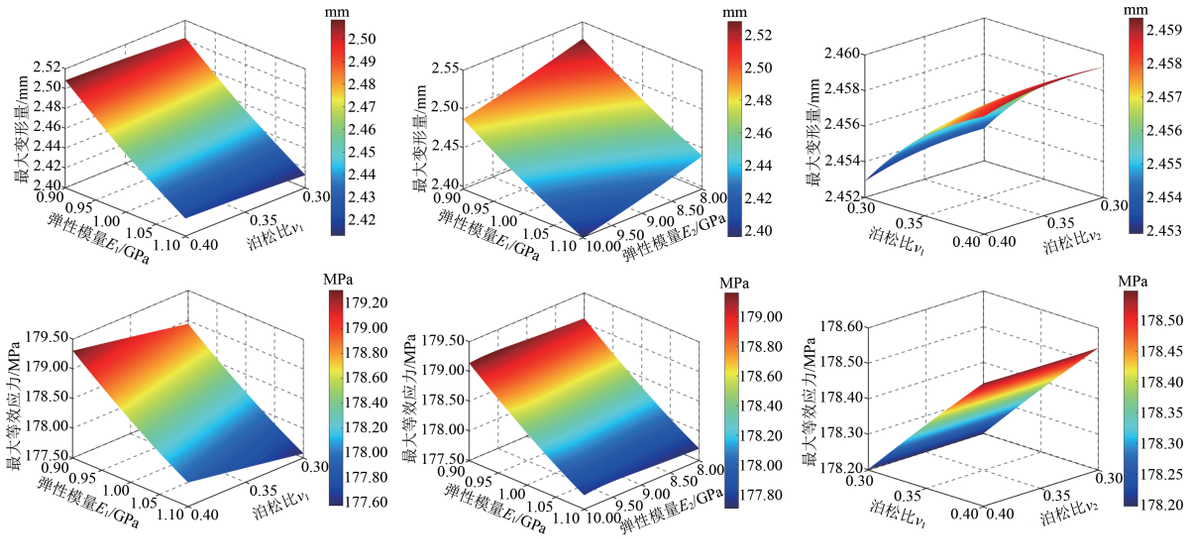



图9 材料性能参数对结构响应交互影响响应面

Fig. 9 Material property parameters interacted with structural response surface

式中 $f_{\delta\max}$——最大变形量，mm

$f_{\sigma\max}$——最大等效应力，MPa

$f_{\delta-u\max}$——上纵梁最大变形量，mm

$f_{\sigma-u\text{avg}}$——上纵梁平均等效应力，MPa

$f_{\delta-d\max}$——下纵梁最大变形量，mm

$f_{\sigma-d\text{avg}}$——下纵梁平均等效应力，MPa

采用MOGA方法（多目标遗传算法），最初生成4 000个样本，每次迭代生成800个样本，如图10所示，迭代9次，在9 852次评估后收敛，并得到3个候选点[20]。

由表6 3组候选点及验证结果可知，代理模型构建的响应面结果与真实仿真值相差较小，因此综合上述候选点、灵敏度分析及响应面结果，选取第2组候选点，在此基础取整得到等效材料最优参数：横梁部分$E_1$=1.00 GPa、$\nu_1$=0.35；支腿部分$E_2$=8.00 GPa、$\nu_2$=0.40。

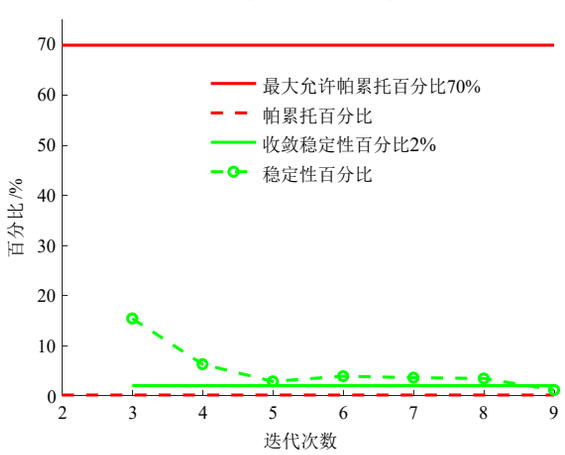



图10 材料性能参数优化收敛图

Fig. 10 Convergence diagram of material property parameters optimization

将所得结果代入材料参数得到低精度模型，并开展仿真，仿真结果如表7所示。

由上述高低精度模型仿真结果来看，主要关心中间纵梁车架部分最大变形量及应力，所有优化结果指标误差均处于5%以内，符合误差要求。于是通过优化得到的材料性能参数实现了模型等效替代，这样就得到低精度模型，大大降低了仿真计算时间，便于后续结构参数优化。

**表6 材料性能参数候选点**

**Tab. 6 Material properties parameter candidate points**

| 参数 | 候选点1 | | 候选点2 | | 候选点3 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 仿真值 | 验证值 | 仿真值 | 验证值 | 仿真值 | 验证值 |
| $P_7(E_1)$/GPa | 1.06 | | 1.06 | | 1.05 | |
| $P_8(\nu_1)$ | 0.39 | | 0.35 | | 0.36 | |
| $P_9(E_2)$/GPa | 8.07 | | 8.01 | | 8.16 | |
| $P_{10}(\nu_2)$ | 0.39 | | 0.39 | | 0.39 | |
| $P_1$（最大变形量）/mm | 2.45 | 2.46 | 2.46 | 2.46 | 2.46 | 2.46 |
| $P_2$（最大等效应力）/MPa | 178 | 178 | 178 | 178 | 178 | 178 |
| $P_3$（上纵梁最大变形量）/mm | 2.45 | 2.45 | 2.45 | 2.45 | 2.45 | 2.45 |
| $P_4$（上纵梁平均等效应力）/MPa | 11.5 | 11.5 | 11.5 | 11.5 | 11.5 | 11.5 |
| $P_5$（下纵梁最大变形量）/mm | 2.45 | 2.46 | 2.46 | 2.46 | 2.46 | 2.46 |
| $P_6$（下纵梁平均等效应力）/MPa | 9.47 | 9.47 | 9.47 | 9.47 | 9.47 | 9.47 |

## 3 宽幅作业平台车架响应面优化

根据上述一系列仿真分析，注意到车架存在强度过剩的问题，由于中间纵梁车架主要是由回形钢材组成，结合仿真结果来看，纵梁尺寸设计较为保守，因此由上述构建的低精度简化模型对中间纵梁部分展开尺寸优化设计。

尺寸优化是一种通过调整结构尺寸来减轻结构质量、优化结构性能的方法[21]。这种方法通常涉及到调整

表 7　高低精度模型仿真结果

Tab. 7　High and low precision model simulation results

| 模型 | 最大变形量/mm | 最大等效应力/MPa | 上纵梁 最大变形量/mm | 上纵梁 最大等效应力/MPa | 下纵梁 最大变形量/mm | 下纵梁 最大等效应力/MPa |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 高精度模型 | 2.45 | 176.86 | 2.44 | 52.78 | 2.45 | 67.44 |
| 低精度模型 | 2.48 | 178.37 | 2.48 | 52.16 | 2.48 | 69.57 |
| 误差/% | 1.27 | 0.85 | 1.29 | 1.17 | 1.27 | 3.16 |

结构的厚度、长度、截面形状等参数。尺寸优化是结构优化的一个重要方面，主要用于提高材料利用效率和结构性能，同时减少材料消耗和成本。

有关尺寸优化，首先需要选取关键结构关键尺寸参数作为设计变量[22]，例如厚度、长度、宽度、直径等。构建目标函数和约束条件，目标函数通常是需要优化的结构性能指标，如最小化质量、最大化强度或刚度等。约束条件则是结构必须满足的设计要求，例如尺寸限制、强度限制等。构建数学模型以表达参数关系

$$\begin{cases} \text{Find}\ \ X' = \left(X_1, X_2, \cdots, X_k\right) \\ \text{Min/Max}\ f_W(X_k) \\ \text{s.t.}\ \ \underline{X}_k \leqslant X_k \leqslant \overline{X}_k \ \ (k = 1,2,\cdots,M_C) \end{cases} \tag{3}$$

式中　$X_k$——设计变量数值

$\underline{X}_k$、$\overline{X}_k$——设计变量参数$X_k$下限和上限

$f_W(X_k)$——目标函数，例如质量、变形量、等效应力等[23]

$M_c$——设计变量数量

利用三维建模软件结合有限元分析软件进行联合仿真，通过设计响应面试验并生成试验参数，对三维几何模型进行修改。修改后的模型导入有限元仿真软件中进行分析。以此来识别对关心指标影响最显著的参数，并确定一组最优参数，从而对模型进行参数值的优化调整。优化变量源自三维模型，优化目标则包括减轻结构总质量、降低车架的最大变形量及最大等效应力，使其趋近于许用值[24]。因此以减轻质量、降低车架最大变形量及最大等效应力趋近于许用值这3个目标，对已经满足要求的农机平台车架结构进行尺寸优化设计。采用响应面法和多目标遗传算法，对车架结构进行多变量多目标优化，得到优化后的结构参数[25]。

对于一些计算复杂、分析费时的数值模型，采用传统的优化方法对其进行优化设计需要进行大量的重分析，其所需花费的代价往往令人难以承受。而代理模型则是一种可以将数值模型近似为数学模型的分析方法，能够大大提高优化效率，节省计算资源[26]。

典型的代理模型包括二次响应面法、径向基函数、Kriging模型等[27]，本文采用标准二次多项式方法，采用回归分析确定近似的二次响应函数。

二次多项式响应面近似模型基本形式为

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^{n}\beta_i x_i + \sum_{i=1}^{n}\beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{n-1}\sum_{j=i+1}^{n}\beta_{ij} x_i x_j + \zeta \tag{4}$$

式中　$y$——响应面拟合函数

$\beta_0$、$\beta_i$、$\beta_{ii}$、$\beta_{ij}$——多项式中回归系数

$x_1$、$x_2$、⋯、$x_n$——设计变量

$n$——设计变量数量

$\zeta$——误差

### 3.1　设计变量选择及 DOE 分析

在进行响应面优化时，首先是选择设计变量，选出对关心指标影响较大的参数，其次需要在建模软件中对优化模型进行参数化，尤其是装配体，避免出现模型干涉报错问题。随后就是设定参数取值范围以及试验设计类型的选择。

根据宽幅作业平台整体设计开发的技术需求，选择设计控制参数。先取如图11所示19个车架优化参数$X_1$~$X_{19}$，即7根回形梁截面尺寸。

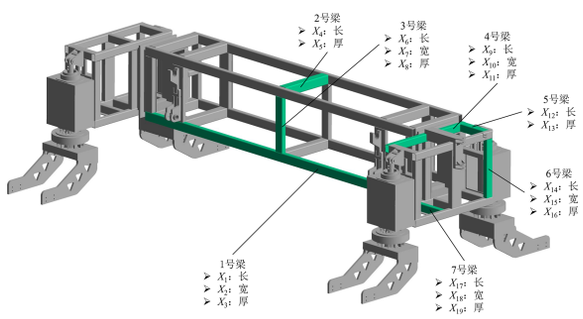



图11　车架设计变量

Fig. 11　Frame design variables

车架中相对质量占比最大且承重较多的是中间纵梁部分，因此从中选出8个对车架质量、变形量、应力影响最大的设计变量，即1~3号梁截面尺寸。

由于该模型有很多零部件，它们之间存在约束装配关系，因此为避免优化过程中的装配体报错问题，需要对模型不同梁架及盖板参数化，进行变量关联，其中有长纵梁、中间横梁、中间竖梁、挂接板、小横块、加强肋、长纵梁小块、侧盖板、前盖板、后盖板、上盖板(小)、上盖板(大)、下盖板(大)等零部件。在三维建模软件里对参数化尺寸名称前加DS_的前缀，可以与有限元仿真软件实现数据传递，进而实现参数化。

因此在有限元仿真软件里集中对这36个设计变量输入表达式进行变量关联，并对其进行灵敏度分析，可以得到这36个变量对结构质量、变形量及应力的影响，发现$P_1$、$P_2$、$P_3$、$P_5$、$P_8$这5个参数对结构质量、变形及应力影响最大，因此基于这5个参数对各零部件尺寸参数进行参数化优化，变量关联关系如表8所示。

表8 零部件尺寸变量关联

Tab. 8 Component size variable correlation

| 零件编号 | 零件名称 | Solidworks编号 | Workbench编号 | 参数化表达式 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 长纵梁 | 1-C | $P_1$ | $P_1$ |
| | | 1-K | $P_2$ | $P_2$ |
| | | 1-H | $P_3$ | $P_3$ |
| 2 | 中间横梁 | 2-C | $P_4$ | $P_1$ |
| | | 2-H | $P_5$ | $P_5$ |
| 3 | 中间竖梁 | 3-C | $P_6$ | $P_1$ |
| | | 3-K | $P_7$ | $P_2$ |
| | | 3-H | $P_8$ | $P_8$ |
| 4 | 挂接板 | 4-K | $P_9$ | $P_2$-16 |
| 5 | 小横块 | 5-L | $P_{10}$ | 350-$P_2$ |
| | | 5-C | $P_{11}$ | $P_1$ |
| | | 5-K | $P_{12}$ | $P_2$ |
| | | 5-H | $P_{13}$ | $P_3$ |
| 6 | 加强肋 | 6-C | $P_{14}$ | $P_1$-4$P_5$-24 |
| 7 | 长纵梁小块 | 7-C | $P_{15}$ | $P_1$-2$P_3$ |
| | | 7-K | $P_{16}$ | $P_2$-2$P_3$ |
| | | 7-R | $P_{17}$ | $P_3$ |
| 8 | 侧盖板 | 8-C | $P_{18}$ | 2$P_1$+1 076 |
| 9 | 前盖板 | 9-K | $P_{19}$ | 1 070+2$P_1$ |
| | | 9-A | $P_{20}$ | $P_1$/2 |
| | | 9-B | $P_{21}$ | 2 510-$P_1$/2 |
| | | 9-C | $P_{22}$ | $P_2$/2 |
| | | 9-R | $P_{23}$ | 2$P_3$ |
| 10 | 后盖板 | 10-K | $P_{24}$ | 1 070+2$P_1$ |
| | | 10-A | $P_{25}$ | $P_1$/2 |
| | | 10-B | $P_{26}$ | 2 510-$P_1$/2 |
| | | 10-C | $P_{27}$ | $P_1$ |
| | | 10-D | $P_{28}$ | $P_2$/2 |
| | | 10-R | $P_{29}$ | 2$P_3$ |
| 11 | 上盖板(小) | 11-K | $P_{30}$ | 1 100+$P_2$ |
| 12 | 上盖板(大) | 12-$C_1$ | $P_{31}$ | 2 744-$P_1$ |
| | | 12-$K_1$ | $P_{32}$ | 1 100+$P_2$ |
| | | 12-$H_1$ | $P_{33}$ | 1 000+$P_2$ |
| | | 12-$C_2$ | $P_{34}$ | 2 744-$P_1$ |
| | | 12-$K_2$ | $P_{35}$ | 1 100+$P_2$ |
| 13 | 下盖板(大) | 13-K | $P_{36}$ | 1 100+$P_2$ |

同样需要对总质量以及应力应变结果进行参数化，当作约束条件和优化目标。

变量关联后，整个纵梁模型只有5个参数，分别是1-C、1-K、1-H、2-H、3-H，即$P_1$、$P_2$、$P_3$、$P_5$及$P_8$，选取以上5个参数为设计变量，参数取值范围如表9所示。

接下来执行设计试验(DOE)分析，首先是选择适当的试验设计方案。响应面方法(RSM)提供了多种试验设计方法，包括中心复合设计(Central composite design，CCD)、Box-Behnken设计(BBD)、Koshal设计、混合设计和A优化准则设计等。在这些设计中，CCD和BBD是应用最为广泛的。特别是CCD，由于其能保障试验的可旋转性及序贯性，使得在等距点上能预测恒定的方差，从而提高预测的精准度。此外，CCD中适当的中心点次数可以使整体设计趋向于正交设计，这有助于更精确地确定最优点的位置[28]。

表9 设计变量参数取值范围

Tab. 9 Design variable parameter value range

| 设计变量 | Workbench编号 | 初始值/mm | 取值范围/mm |
|---|---|---|---|
| 1号梁长度$X_1$ | $P_1$ | 180 | 60~180 |
| 1号梁宽度$X_2$ | $P_2$ | 100 | 40~120 |
| 1号梁厚度$X_3$ | $P_3$ | 8 | 4~10 |
| 2号梁厚度$X_5$ | $P_5$ | 10 | 4~12 |
| 3号梁厚度$X_8$ | $P_8$ | 8 | 4~10 |

基于以上优点，通常采用CCD方法自动生成试验设计点，对于本文5个参数，样本点分布类型设置为“自动定义的”，生成27组设计点，此方法确保了设计的科学性和试验结果的可靠性。

### 3.2 响应面构建及灵敏度分析

将上述CCD试验设计所得结果拟合二次多项式生成响应面。为分析设计变量对各个响应量的影响，同时也综合实际生产环节等因素以确定最终方案，这就需要进行灵敏度分析，在灵敏度分析基础上，可以快速给出最优设计方案[29]。

灵敏度可有效反映样本拟合后模型中所有项对每个响应的贡献程度百分比，数值为正表示正效应，数值为负则表示反效应。通过对试验设计结果进行灵敏度图和交互效应图分析，获得各仿真结果主要影响因子[30]。由此得到如图12所示灵敏度，从图12来看，对于总质量最大，受$X_1$正影响，其次是$X_3$、$X_5$、$X_2$、$X_8$影响。对于最大变形量最大，受$X_1$负影响，其次是$X_2$、$X_3$、$X_5$、$X_8$影响。对于最大等效应力最大，受$X_5$负影响，其次是$X_2$、$X_1$、$X_3$、$X_8$影响。

根据总质量、最大变形量及最大等效应力的二次多项式响应面函数，以及各个响应的主要设计因子，得到如图13、14所示总质量、最大变形量及最大等效应力的二维响应关系与响应面近似模型三维图形。由近似模型可得，随着梁长、宽、厚的增加，最大总质量也增加，最大变形量减小，最大等效应力呈现减小趋势，其中1号梁厚度与最大等效应力的趋势是先减小后增大，因此减小参数有助于减重，但参数减小变形和应力又会变大。所以要综合质量、变形量及应力权衡5个尺寸参数。

### 3.3 多目标优化

采用MOGA方法(多目标遗传算法)，是非支配排序遗传算法2(NSGA-II)的变体，这种算法用的最多，支持多个目标和约束，为了寻找全局最优解。最初生成$x$个

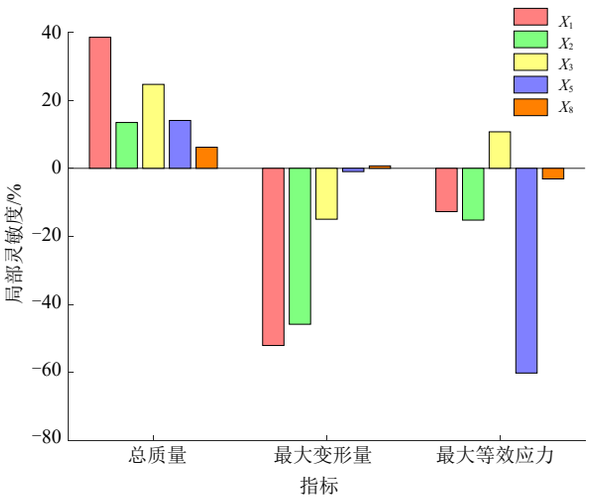



图 12　尺寸参数灵敏度

Fig. 12　Dimension parameter sensitivity

样本，每次迭代生成$y$个样本，并在最多$p$次迭代中找到$q$个候选样本[31]。

约束条件为最大变形量不超过 7 mm，车架最大等效应力不超过安全系数为 1.5 下的需用应力 236.7 MPa，上下 2 根纵梁最大应力不得超过安全系数为 1.5 下的许用应力为 177.5 MPa，优化目标是车架总质量最小。

得到响应面优化参数优化式为

$$\begin{cases} \text{Find } \boldsymbol{X}' = (X_1, X_2, X_3, X_5, X_8) \\ \text{Min } f_m(\boldsymbol{X}') = f(X_1, X_2, X_3, X_5, X_8) \\ \text{s.t.} \begin{cases} 60\ \text{mm} \leqslant X_1 \leqslant 180\ \text{mm} \\ 40\ \text{mm} \leqslant X_2 \leqslant 120\ \text{mm} \\ 4\ \text{mm} \leqslant X_3 \leqslant 10\ \text{mm} \\ 4\ \text{mm} \leqslant X_5 \leqslant 12\ \text{mm} \\ 4\ \text{mm} \leqslant X_8 \leqslant 10\ \text{mm} \\ f_{\delta\max}(\boldsymbol{X}') \leqslant 7\ \text{mm} \\ f_{\sigma\max}(\boldsymbol{X}') \leqslant 236.7\ \text{MPa} \\ f_{\sigma-u\max}(\boldsymbol{X}') \leqslant 177.5\ \text{MPa} \\ f_{\sigma-d\max}(\boldsymbol{X}') \leqslant 177.5\ \text{MPa} \end{cases} \end{cases} \tag{5}$$

根据上述数学模型，在有限元仿真软件中的响应面优化模块经反复迭代，最初生成 5 000 个样本，每次迭代生成 1 000 个样本，经过 11 次迭代，在评估 14 490 次后收敛，得到如图 15 所示的迭代曲线并求解得到 3 组候选点。

3 组候选点及仿真验证结果如表 10 所示，通过代理模型预测的仿真结果与真实结果相差不大，误差均控制在 20% 以内，说明代理模型拟合效果较好。

因此综合优化结果及各尺寸参数灵敏度对仿真结果的影响，并参照 GB/T 3094–2012《冷拔异型钢管》及

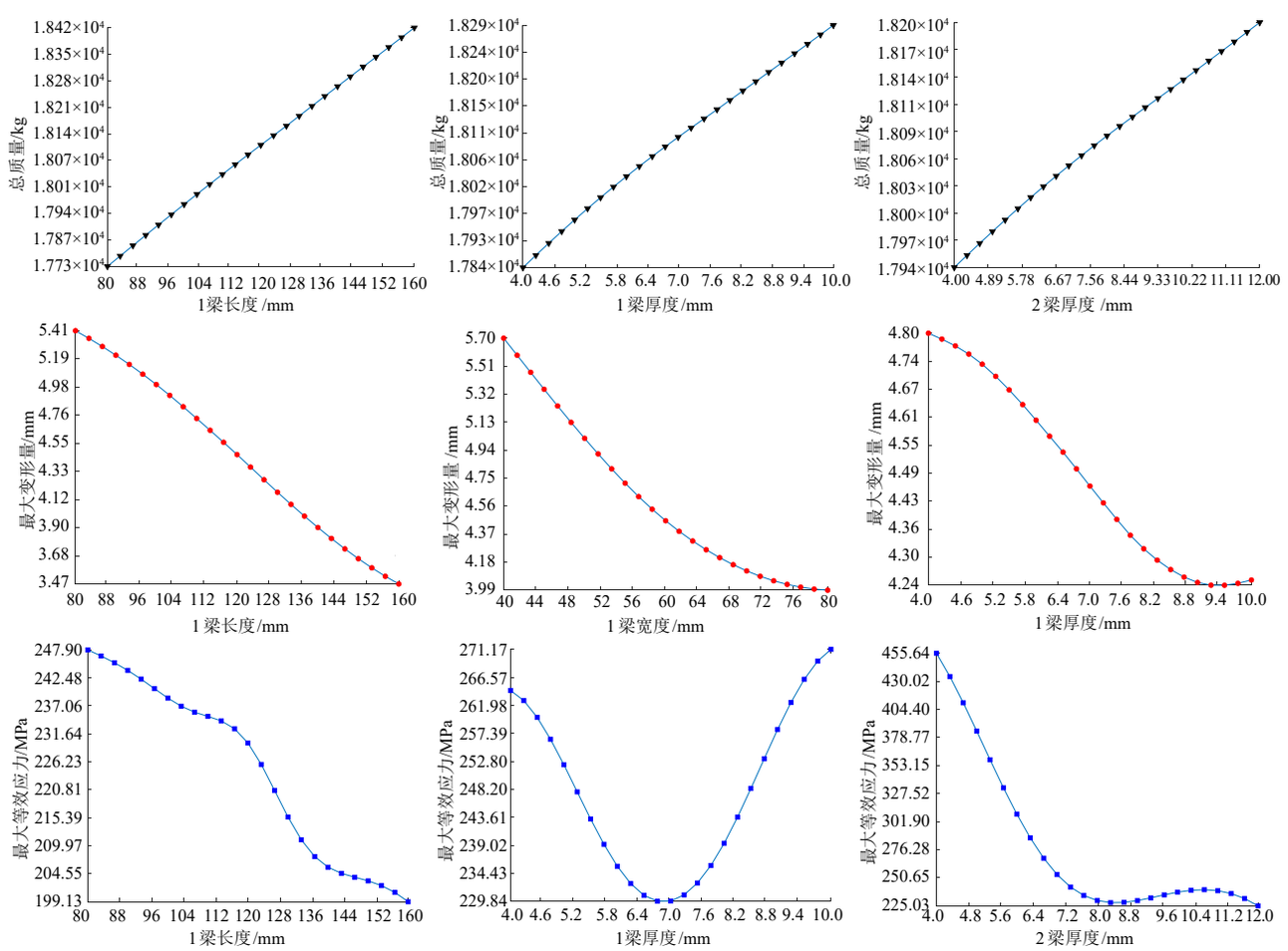



图 13　尺寸参数与结构响应关系

Fig. 13　Relationships between dimension parameters and structural response

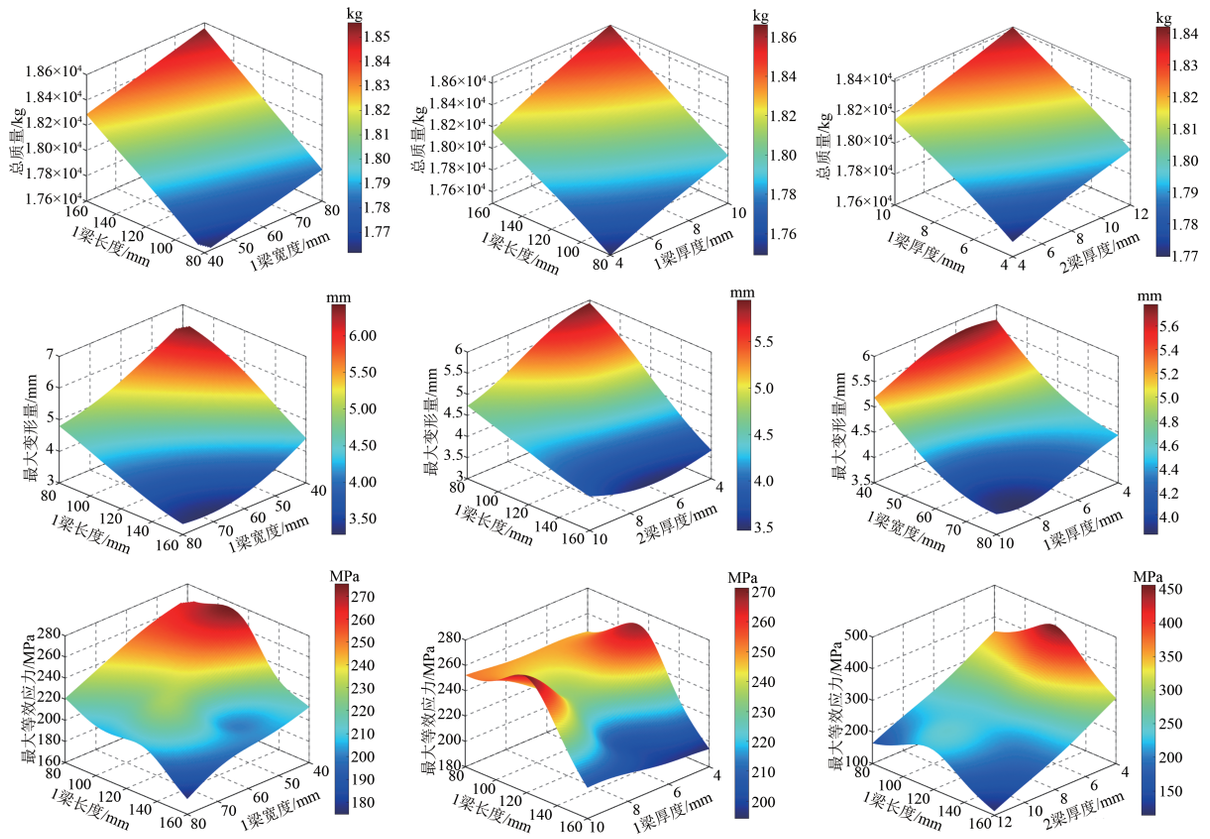



图14 尺寸参数对结构响应交互影响响应面

Fig. 14 Dimensional parameters interacted with structural response surface

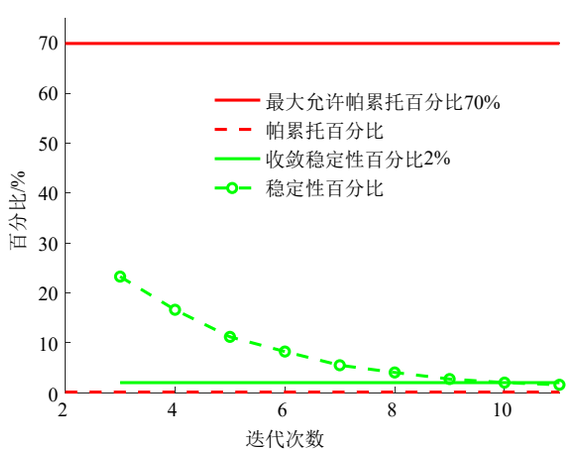



图15 尺寸参数优化收敛图

Fig. 15 Dimensional parameter optimization convergence graph

GB/T 6728-2017《结构用冷弯空心型钢》中矩形型钢及方形型钢尺寸要求，结合工程实际生产来看，选取最优尺寸参数组合为80、60、6、8、6。

### 3.4 优化方案设计验证

为了验证上述响应面优化构建代理模型所得的最优设计方案可行性，还需根据上述优化后所得结构参数建立相应模型进行满载工况下静力学仿真校核。因此将优化后结构参数代入低精度和高精度模型中分别进行与优化前相同工况仿真分析。

因此，得到如图16所示优化后低精度模型。

如图17所示，得到优化后低精度模型变形量及应力云图，优化后总质量为17 672 kg，最大变形量为5.73 mm，最大等效应力为185.87 MPa；上纵梁最大变形量为5.41 mm，最大等效应力为133 MPa；下纵梁最大变形量为5.59 mm，最大等效应力为131.46 MPa。由此可知上述仿真结果均符合变形与应力安全系数要求。

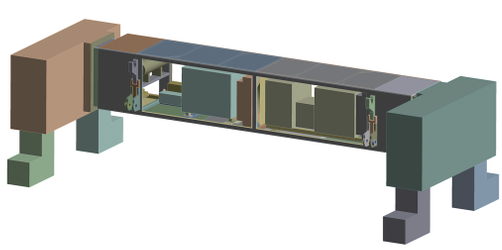


图16 优化后低精度模型

Fig. 16 Low precision model after optimization

进而得到如图18所示优化后高精度模型。

如图19所示，得到优化后高精度模型变形及应力云图，优化后总质量为17 604 kg，最大变形量为5.69 mm，最大等效应力为177.79 MPa；上纵梁最大变形量为5.33 mm，最大等效应力为133.66 MPa；下纵梁最大变形量为5.53 mm，最大等效应力为131.48 MPa。可见仿真结果均符合安全系数要求。对优化后高低精度模型进行误差分析，得到仿真结果误差如表11所示。

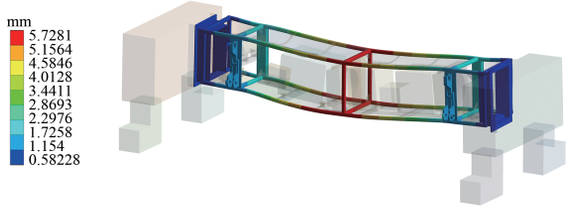
由表11可知，高低精度模型仿真结果误差均不超5%，说明高低精度模型吻合良好。

基于优化后高精度模型再进行静力学满载工况分

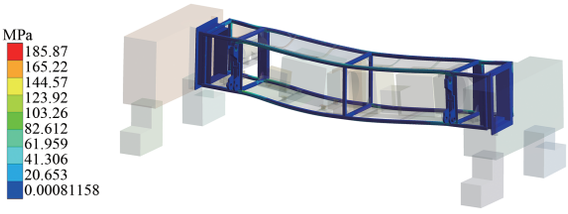
表 10　设计变量尺寸参数候选点

Tab. 10　Design variable size parameter candidate points

| 参数 | 候选点 1 | | 候选点 2 | | 候选点 3 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 仿真值 | 验证值 | 仿真值 | 验证值 | 仿真值 | 验证值 |
| 1 梁长度 $X_1$/mm | 80.28 | | 80.04 | | 80.24 | |
| 1 梁宽度 $X_2$/mm | 50.04 | | 52.74 | | 49.30 | |
| 1 梁厚度 $X_3$/mm | 5.73 | | 5.63 | | 5.73 | |
| 2 梁厚度 $X_5$/mm | 9.03 | | 8.97 | | 9.25 | |
| 3 梁厚度 $X_8$/mm | 6.13 | | 6.00 | | 6.21 | |
| $P_{37}$ 总质量 /kg | 17 593.26 | 17 626.19 | 17 595.83 | 17 630.65 | 17 596.29 | 17 626.68 |
| $P_{38}$ 最大变形量/mm | 6.15 | 6.78 | 6.04 | 6.35 | 6.19 | 6.74 |
| $P_{39}$ 最大等效应力/mm | 236.5 | 281.9 | 235.4 | 266.1 | 232.5 | 278.9 |
| $P_{41}$ 上纵梁最大等效应力 /MPa | 176.9 | 170.7 | 177.2 | 158.5 | 177.4 | 187.6 |
| $P_{43}$ 下纵梁最大等效应力 /MPa | 163.9 | 183.6 | 158.5 | 174.6 | 165.8 | 198.8 |




（a）位移云图




（b）应力云图

图 17　优化后低精度模型静力学分析

Fig. 17　Static analysis of low precision model after optimization

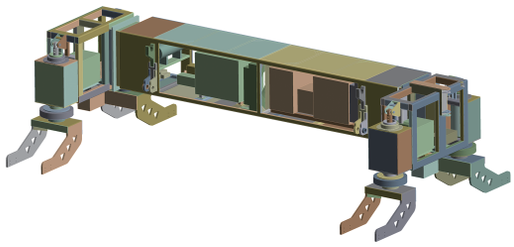


图 18　优化后高精度模型

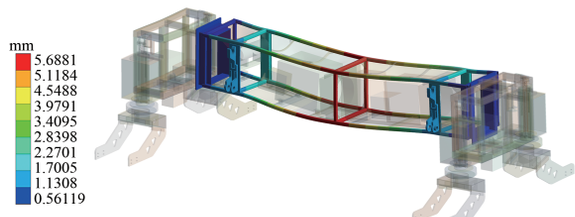
Fig. 18　Optimized high-precision model

析验证，设置与优化前同样的满载工况约束及载荷，得到如图 20 所示的仿真结果。

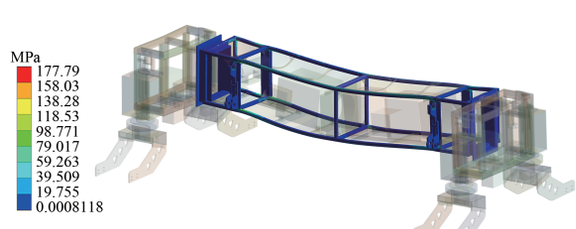
优化后满载工况最大变形量为 5.68 mm，小于 7 mm，最大等效应力为 180.43 MPa（安全系数 1.97），均满足要求。与优化前结果对比：原始最大变形量为 2.44 mm，变形增大 132.59%；原始最大等效应力为 172.73 MPa，增大 4.46%。

进而对优化前后模型满载工况进行仿真结果对比分析，如表 12 所示。

因此，通过对中间车架纵梁进行尺寸优化，在结构强度和刚度均满足安全系数要求条件下，虽然变形量和




（a）位移云图




（b）应力云图

图 19　优化后高精度模型静力学分析

Fig. 19　Static analysis of optimized high-precision model

应力有所增大，但质量减少 1 424 kg，中间车架纵梁部分质量由 3 640 kg 减为 2 216 kg，整车车架、附属件及各系统总成部分总质量由 33 028 kg 减为 31 604 kg，实现整车质量减少 4.31%，整车搭载作业机具质量减为 42 604 kg，由前文可知整车总功率为 359 kW，计算可得，结构比质量降为 118.67 kg/kW，符合国标要求。

## 4　结论

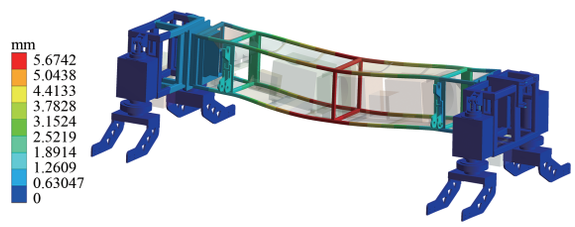
（1）针对第一代宽幅作业平台超重问题，运用较为成熟的有限元理论，在分析了车架结构力学特性的基础上建立了车架有限元模型，并进行了静态满载工况下的有限元分析，发现结构设计过于保守且有很大的优化空间，提出一种材料等效替代的模型简化方法，从而实现了非关键分析区域分析模型的大幅简化，在保证仿真分析精度的同时有效降低了计算成本。

（2）面向零部件多样导致的设计参数过多的问题，采用灵敏度分析识别出影响设计区域变形量、应力及质量的关键参数，并进行模型参数化关联，通过响应面优

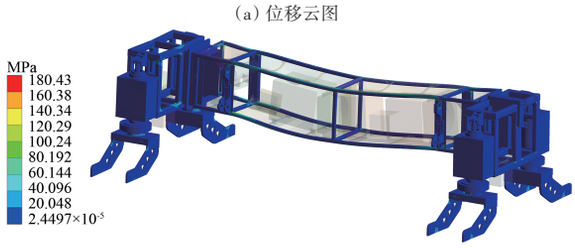
表11 优化后高低精度模型仿真结果误差

Tab. 11 Error of simulation result of optimized high-low precision model

| 模型 | 最大变形量/mm | 最大等效应力/MPa | 上纵梁最大变形量/mm | 上纵梁最大等效应力/MPa | 下纵梁最大变形量/mm | 下纵梁最大等效应力/MPa |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 高精度模型 | 5.69 | 177.79 | 5.33 | 133.66 | 5.53 | 131.48 |
| 低精度模型 | 5.73 | 185.87 | 5.41 | 133 | 5.59 | 131.46 |
| 误差/% | 0.70 | 4.54 | 1.65 | 0.49 | 1.09 | 0.02 |




(a) 位移云图




(b) 应力云图

图20 优化后满载工况车架静力学分析

Fig. 20 Static analysis of optimized frame under full load condition

化方法对车架纵梁进行尺寸优化,提出轻量化设计方案,得到最优尺寸参数,并对最优尺寸下高低精度模型进行了仿真验证,高低精度模型仿真结果一致,说明模型简化的准确性和有效性。

表12 优化前后模型满载工况仿真结果对比

Tab. 12 Comparison of simulation results of full-load model before and after optimization

| 模型 | 最大变形量/mm | 最大等效应力/MPa | 中间车架纵梁/kg | 整车质量/kg |
|---|---|---|---|---|
| 原始模型 | 2.44 | 172.73 | 3 640 | 33 028 |
| 优化模型 | 5.68 | 180.43 | 2 216 | 31 604 |
| 变化量 | 3.23 | 7.70 | 1 424 | 1 424 |
| 变化率/% | 132.59 | 4.46 | 39.12 | 4.31 |

(3)优化后的车架纵梁质量较现有设计减少约1 424 kg,实现整车质量减少4.31%,结构比质量降为118.67 kg/kW,符合国标要求,而且减重后结构依旧满足强度和刚度需求,实现了车架纵梁结构轻量化设计。

## 参 考 文 献


[1] The history of gantry tractors, also known as wide span or wide track vehicles[EB/OL]. https://www.gantrytractor.org/history

[2] NEXAT Gmbh website. NEXAT revolution – the system [EB/OL]. https://www.nexat.de/en/the-system/

[3] 马家祥,闫洪峰,贾双龙,等.通用型宽幅农机作业平台分析与设计[J].农业工程,2023,13(9):97-101.

[4] 方宪法,吴海华,何箐,等. 一种模块化农机作业平台:CN202221833064.6[P]. 2022-11-22.

[5] 方宪法,吴海华,何箐,等. 一种农机作业平台:CN202220405023.0[P]. 2022-07-19.

[6] 王韦韦,陈黎卿,杨洋,等.农业机械底盘技术研究现状与展望[J].农业机械学报,2021,52(8):1-15.
WANG Weiwei, CHEN Liqing, YANG Yang, et al. Development and prospect of agricultural machinery chassis technology [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2021, 52(8): 1-15. (in Chinese)

[7] 李光雾,刘新玲.汽车轻量化技术的研究现状综述[J].材料科学与工艺,2020,28(5):47-61.
LI Guangji, LIU Xinling. Literature review on research and development of automotive lightweight technology[J]. Materials Science and Technology,2020,28(5): 47-61.(in Chinese)

[8] 张卫红,唐长红.航空航天装备的轻量化:挑战与未来[J].航空学报,2024,45(5):529965.
ZHANG Weihong,TANG Changhong. Lightweighting of aerospace and aeronautical equipment:challenges and perspectives[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2024,45(5):529965.(in Chinese)

[9] 才胜,罗颖辉,李青林.农业机械轻量化技术研究现状与发展趋势[J].机械工程学报,2021,57(17):35-52.
CAI Sheng, LUO Yinghui, LI Qinglin. State of the art of lightweight technology in agricultural machinery and its development trend [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(17): 35-52. (in Chinese)

[10] 王博,郝鹏,田阔,等.航空航天结构轻量化设计与实验方法研究进展[J].宇航学报,2023,44(4):596-606.
WANG Bo, HAO Peng, TIAN Kuo, et al. Advances in lightweight design and experimental methods for aerospace structures [J]. Journal of Astronautics, 2023, 44(4): 596-606. (in Chinese)

[11] 刘观日,吴迪,姚重阳,等.航天运载器结构先进材料及工艺技术应用与发展展望[J].宇航材料工艺,2021,51(4):1-9.
LIU Guanri, WU Di, YAO Chongyang, et al. Application and development of advanced materials and processing technology in aerospace vehicle structure[J]. Aerospace Materials & Technology, 2021, 51(4): 1-9. (in Chinese)

[12] 廖文和,戴宁.航空航天结构轻量化设计制造技术发展现状与挑战[J].南京航空航天大学学报,2023,55(3):347-360.
LIAO Wenhe, DAI Ning. Development and challenge of lightweight design and manufacturing technology for aerospace structures [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics,2023,55(3):347-360. (in Chinese)

[13] 吴伟斌,廖劲威,洪添胜,等.山地果园轮式运输机车架结构分析与优化[J].农业工程学报,2016,32(11):39-47.

[14] 张娜娜,赵匀,刘宏新.高速水稻插秧机车架的轻量化设计[J].农业工程学报,2012,28(3):55-59.
ZHANG Nana, ZHAO Yun, LIU Hongxin. Light design of frame for self-propelled chassis rice transplanter [J]. Transactions of the

CSAE, 2012, 28(3): 55 - 59. (in Chinese)
[15] 周方思,李立君,欧阳益斌.基于ANSYS的除草机车架轻量化研究[J].林业工程学报,2017,2(6):103 - 109.
ZHOU Fangsi, LI Lijun, OUYANG Yibin. Lightweight research of mower frame based on ANSYS [J]. Journal of Forestry Engineering, 2017, 2(6): 103 - 109. (in Chinese)
[16] 方宪法,吴海华,何箐,等. 一种农机作业平台及其田间作业方法:CN202210161480.4[P]. 2022-06-21.
[17] 方宪法,吴海华,何箐,等. 一种模块化农机作业平台及其原地转向模式切换方法:CN202210832775.X[P]. 2022-10-14.
[18] 张博炜,关博文,孙楠,等.Q355钢的焊接接头质量控制研究[J].辽宁工业大学学报(自然科学版),2022,42(2):94 - 97.
ZHANG Bowei, GUAN Bowen, SUN Nan, et al. Research on quality control of Q355 steel welded Joint [J]. Journal of Liaoning University of Technology (Natural Science Edition), 2022, 42(2): 94 - 97. (in Chinese)
[19] 丁承君,李子涵,冯玉伯.重型移载机器人结构优化设计研究[J].制造业自动化,2023,45(8):113 - 118.
DING Chengjun, LI Zihan, FENG Yubo. Research on structure optimization design of heavy-duty transfer robot [J]. Manufacturing Automation, 2023, 45(8): 113 - 118. (in Chinese)
[20] 陈奕丰,范鑫,魏莎,等.基于Kriging模型的航空发动机管道系统有限元模型修正[J].动力学与控制学报,2023,21(9):23 - 32.
CHEN Yifeng, FAN Xin, WEI Sha, et al. Finite element model updating of an aeroengine pipe system based on Kriging model [J]. Journal of Dynamics and Control, 2023, 21(9): 23 - 32. (in Chinese)
[21] 周克民.结构拓扑优化的一些基本概念和研究方法[J].力学与实践,2018,40(3):245 - 252.
ZHOU Kemin. Some fundamental concepts and research method of structural topology optimization[J]. Mechanics in Engineering, 2018, 40(3): 245 - 252(in Chinese)
[22] 龚中良,游江辉,梁力,等.梁式称重传感器弹性体的固有频率的提高及结构参数优化[J].传感器与微系统,2019,38(8):29 - 32.
GONG Zhongliang, YOU Jianghui, LIANG Li, et al. Improvement of natural frequency and optimization of structural parameters of elastomer of beam weighing sensor[J]. Transducer and Microsystem Technologies, 2019, 38(8): 29 - 32. (in Chinese)
[23] 李子涵. 重载AGV机械结构分析与优化设计[D]. 天津:河北工业大学,2022.
LI Zihan. Heavy-duty AGV mechanical structure analysis and optimization design[D]. Tianjin : Hebei University of Technology, 2022. (in Chinese)
[24] 傅杰. 某山地履带运输车车架的拓扑优化研究[D]. 重庆:重庆三峡学院,2024.
FU Jie. Topology optimization research on the frame of a mountain tracked transport vehicle[D]. Chongqing : Chongqing Three Gorges University, 2024. (in Chinese)
[25] 侯峰伟,舒海峰,张峻宾,等.基于响应面法的风洞热阀阀体结构优化[J].化工机械,2023,50(2):213 - 219,231.
HOU Fengwei, SHU Haifeng, ZHANG Junbin, et al. Structural optimization of thermal valve body for wind tunnel based on response surface method[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2023, 50(2): 213 - 219,231. (in Chinese)
[26] 刘俊,宋文萍,韩忠华,等.梯度增强的Kriging模型与Kriging模型在优化设计中的比较研究[J].西北工业大学学报,2015,33(5):819 - 826.
LIU Jun, SONG Wenping, HAN Zhonghua, et al. Comparative study of GEK ( Gradient-Enhanced Kriging) and kriging when applied to design optimization[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2015, 33(5): 819 - 826. (in Chinese)
[27] 宋保维,王新晶,王鹏.基于遗传算子采样的自适应代理优化算法[J].西北工业大学学报,2016,34(4):614 - 620.
SONG Baowei, WANG Xinjing, WANG Peng. An adaptive surrogate-based optimization algorithm assisted by genetic operators sampling [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2016, 34(4): 614 - 620. (in Chinese)
[28] 邵明旺,王建,乔晓林,等.基于响应面中心复合设计的固体推进剂摩擦感度理论[J].含能材料,2019,27(6):509 - 515.
SHAO Mingwang, WANG Jian, QIAO Xiaolin,et al. Theory of friction sensitivity of solid propellants based on center composite design of response surface[J]. Chinese Journal of Energetic Materials,2019,27(6):509 - 515. (in Chinese)
[29] 李民,舒歌群,梁兴雨.4100QB柴油机机体的形状优化及灵敏度分析[J].农业工程学报,2010,26(2):160 - 164.
LI Min, SHU Gequn, LIANG Xingyu. Shape optimization and sensitivity analysis for cylinder block of 4100QB diesel engine [J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(2): 160 - 164. (in Chinese)
[30] 李文强,王强,李彦,等.一种近似响应面模型的链轮优化设计方法[J].电子科技大学学报,2019,48(2):288 - 295.
LI Wenqiang, WANG Qiang, LI Yan, et al. A sprocket optimal design method based on approximate response surface model [J]. Journal of University of Electronic Science and Technology of China, 2019, 48(2): 288 - 295. (in Chinese)
[31] 翟豪瑞,常颖,李晓东,等. 一种提升冷却辊轮快速凝固效果的方法:CN202310516819.2[P]. 2023-07-21.