

DOI: 10.11883/bzycj-2020-0141

基于拓扑优化的车辆底部防护组件改进设计*

毕 政, 周云波, 吴 凯, 李明星, 孙晓旺
(南京理工大学机械工程学院, 江苏 南京 210094)

摘要: 为提升车辆底部防护组件的抗爆性能, 降低车身底板变形对车内乘员的威胁, 基于混合自动元胞机法对防护组件中的加强梁进行拓扑优化设计, 得到了加强梁的最佳材料分布形式, 随后根据拓扑优化结果进行了工程诠释和重新设计。为了进一步提升防护组件的抗爆性能, 采用多目标优化的方法对加强梁进行优化设计, 以基板的挠度峰值、基板的最大动能和防护组件质量为优化目标, 防护组件的质量为约束条件, 以及梁的厚度、截面尺寸为设计变量, 得出加强梁各参数组合的最优方案。结果表明, 相比于初始设计, 该方案在不增加结构质量的情况下, 防护组件的抗爆性能得到显著提升, 改进后基板的挠度峰值降低了 5%, 基板的最大动能降低了 11.58%。

关键词: 防护组件; 抗爆炸冲击; 拓扑优化; 多目标优化

中图分类号: O383; TJ81

国标学科代码: 13035

文献标志码: A

Improved design of vehicle bottom protective components based on topology optimization

BI Zheng, ZHOU Yunbo, WU Kai, LI Mingxing, SUN Xiaowang

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

Abstract: In order to improve the anti-explosion performance of the bottom protective components of the vehicle and reduce the threat of the body floor deformation to the occupants in the vehicle, topology optimization was conducted based on hybrid cellular automaton (HCA) to design the stiffening beams in the protective components, the best material distribution form of the stiffening beams was obtained, the topology optimization results was interpreted and then the stiffening beams was redesigned. In order to further improve the anti-explosion performance of the protective components, the multi-objective optimization method was used to optimize the design of the stiffening beams, the optimal scheme for the parameter combination of the beams was obtained by selecting the peak deflection of test plate, the maximum kinetic energy of test plate and the mass of the protective components as objectives, the mass of the protective components as constraint, the thickness and cross-sectional dimensions of the beams as design variables. The results show that, compared with the original design, the scheme increase the anti-explosion performance of the protective components without increasing the structural mass. After optimization the peak deflection of test plate is reduced by 5%, and the maximum kinetic energy of test plate is reduced by 11.58%.

Keywords: protective components; anti-explosion impact; topology optimization; multi-objective optimization

在现代战争中军用车辆面临的主要威胁是来自地雷和简易爆炸装置(improvised explosive device, IED)的爆炸冲击^[1], 战术车辆在没有采取任何防护措施的情况下, 若地雷或者 IED 在其底部发生爆炸, 在强烈的冲击波作用下, 车辆底板会发生一个明显的向乘员舱侵入的弹塑性变形, 严重时可能导致舱室穿透^[2]。尤其是位于炸点正上方或附近的乘员, 车辆地板的变形不但会挤压乘员的生存空间, 还会造成

* 收稿日期: 2020-05-11; 修回日期: 2020-08-14

基金项目: 国家自然科学基金(51405232, 11802140); 中央高校基本科研业务费专项资金(30918011303); 道路交通安全公安部重点实验室开放基金(2018ZDSYSKFKT09)

第一作者: 毕 政(1997—), 男, 硕士研究生, koery806@163.com

通信作者: 周云波(1980—), 男, 博士, 副教授, yunbo31983@163.com

严重的震荡伤害^[3]。因此,提升车辆底部的抗爆炸冲击能力是保护车辆及乘员的重要途径^[4],目前多层结构作为一种防护结构已经广泛应用到车辆防护中^[5],带有吸能结构的防护组件优化设计已成为了国内外对车辆底部防护研究的重点^[6-7]。

目前车辆底部防护组件往往是在工程经验上设计开发的,防护组件中部件的布置形式及结构尺寸参数都需要不断计算尝试来得到最终的设计。随着拓扑优化技术在工程领域的普遍应用,拓扑优化可以在设计域内找到最佳的材料分布形式,从而指导设计^[8]。车辆底部在受到爆炸冲击时是一个强非线性的动力学问题,针对动态加载的拓扑优化问题,国内外学者进行了大量研究。在不同的拓扑优化算法中,混合自动元胞机 (hybrid cellular automation, HCA) 方法已被证明在涉及大的塑性变形问题上有效且可靠的。在车辆安全领域,国内外学者应用 HCA 算法对结构进行拓扑优化设计以提升耐撞性能^[9-11]; Goetz 等^[12]应用 HCA 算法对抗爆炸冲击结构进行拓扑优化设计,结果表明 HCA 算法在抗爆炸结构设计中具有较大的潜力。

本文中应用混合自动元胞机法对防护组件中的加强梁结构进行拓扑优化设计,获得最优的材料分布形式,基于拓扑优化结果进行工程诠释和重新设计,为进一步确定加强梁的截面尺寸、厚度参数,建立基板的挠度峰值、基板的最大动能和防护组件质量为目标函数,防护组件质量为约束的多目标优化模型,最终获得经重新设计的加强梁各参数的最优组合,提升防护组件的抗爆性能。

1 原始防护组件爆炸数值分析

1.1 爆炸冲击台架数值模型的建立

以某车辆底部防护组件为研究对象,建立了该防护组件台架的有限元模型,如图 1(a) 所示。整个模型连接方式采用焊接,防护组件的主要组成部件如图 1(b) 所示,包括面板、背板、横梁、纵梁、边梁、蜂窝铝等,其中面板厚度为 8 mm,背板厚度为 6 mm,横梁和纵梁为工字梁,厚度为 4 mm,边梁厚度为 4 mm,面板和背板的材料为 NP500 钢,梁的材料为 BS700 钢,背板上方放置一块基板,用于模拟车身底板在爆炸冲击下的变形,在基板上方合理放置配重支架与配重块,以保证计算模型质心与车辆满载时相同,配重的总质量为 8 t。地雷当量为 6 kg (STANG4569 的 2 级防护标准^[13]),防护组件最低点距离地面 330 mm,炸药埋藏于土壤下表面 100 mm 处。应用 CONWEP 算法对地雷爆炸环境下的车辆底部防护组件进行数值分析。计算中考虑了模型中的焊点失效,但未考虑地雷爆炸环境下的热效应,数值模型的单元总数为 1 074 751,节点总数为 818 501。

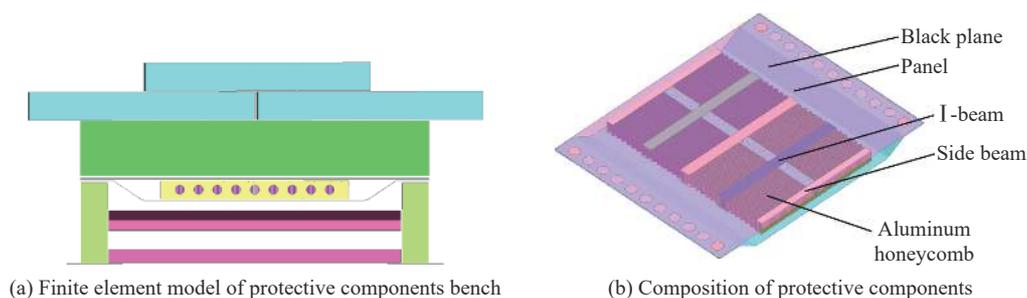


图 1 爆炸冲击台架数值模型

Fig. 1 Simulation model of explosive impact bench

1.2 数值计算结果分析

在数值计算中,防护组件在受到爆炸冲击后,面板和背板的中心区域发生较大的弯曲变形,防护组件中心部位的横梁、纵梁变形严重,中心部位横纵梁间填充的蜂窝铝被压溃至极限。爆炸后模拟车身底板的基板中心部分发生较大的弯曲变形,但没有出现破损和裂纹,基板的最大挠度值为 122 mm,最终挠度值为 65.3 mm,基板的最大变形如图 2(a) 所示,基板动能随时间历程曲线如图 2(b) 所示,基板最大动能为 30.65 kJ,防护组件的总吸能量为 367 kJ。

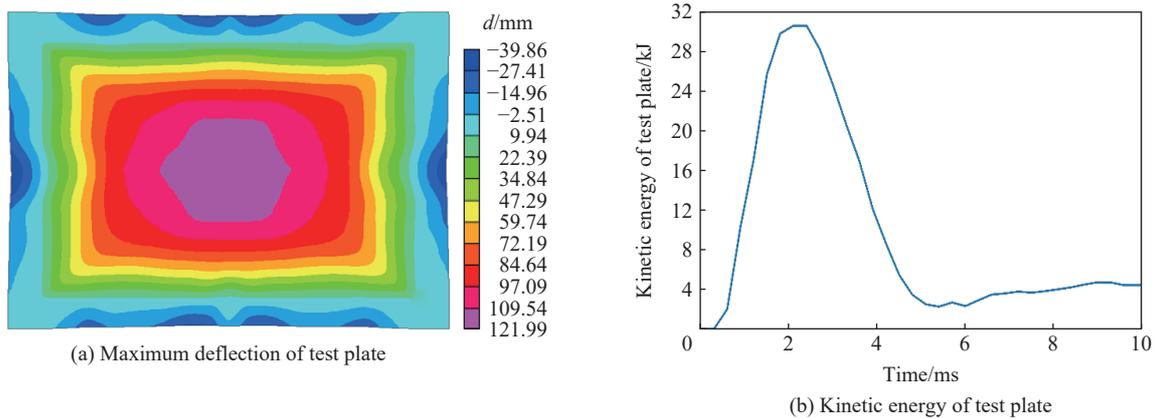


图 2 防护组件爆炸数值计算结果
Fig. 2 Explosion simulation results of protective components

1.3 台架爆炸试验

为验证数值分析的准确性,进行了地雷爆炸环境下的车辆底部防护组件台架试验,如图 3(a) 所示。爆炸结束后,基板发生较大的塑性变形,但表面未发生破损;防护组件的面板与背板均发生较大塑性变形且没有破损,中心部位横梁、纵梁和蜂窝铝变形较为严重,这些变形损伤形态均与计算结果相吻合。试验前,在基板对角线上以一侧端点为基准等距离标记变形测量点 38 个;试验后,基板对角线上各点相对于该端点的挠度值与仿真结果中对应点的相对挠度值曲线对比情况如图 3(b) 所示,从图中看出两条曲线基本吻合。试验后基板的最大挠度值为 62 mm,数值计算值为 65.3 mm,误差为 5.32%。综上所述,通过试验验证,数值模型是准确的,能够满足实际工程需要。

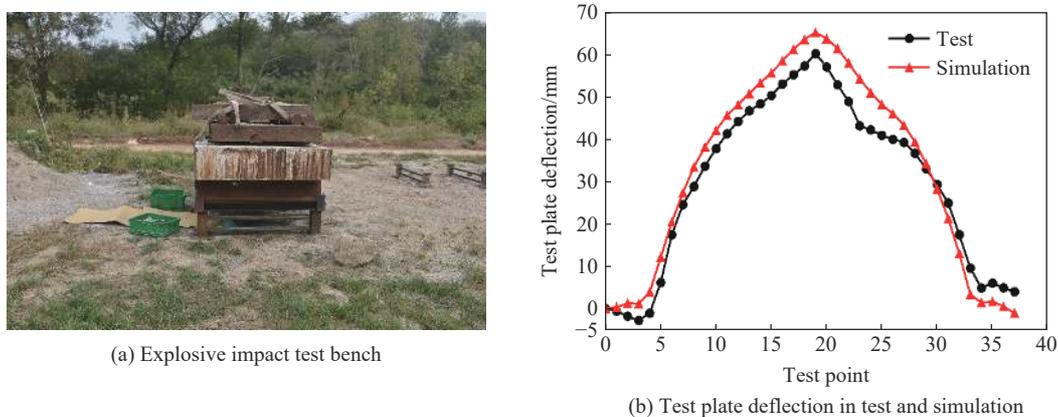


图 3 台架爆炸试验结果与分析
Fig. 3 Bench explosion test results and analysis

1.4 灵敏度分析

在车辆底部遭受地雷爆炸威胁时,乘员舱地板侵入量过大和侵入速度过高是导致乘员损伤的重要原因。通过上述数值分析得出基板的最大挠度值过大,这可能会导致乘员舱地板向上侵入量过多,乘员的生存空间遭到挤压,基板的动能过大可能会导致乘员舱地板侵入速度过大,乘员损伤指标超出阈值,严重威胁乘员安全。

为确定防护组件中各部件对基板变形量和动能的影响程度,在优化设计之前需要建立参数筛选试验,研究各部件对目标的贡献度情况,根据贡献度大小最终选择防护组件中拓扑优化部件。以防护组件中面板厚度 T_1 、背板厚度 T_2 、边梁厚度 T_3 、工字梁厚度 T_4 、蜂窝铝厚度 T_5 为输入变量,基板挠度峰值

d 和基板最大动能 K 为输出变量, 利用正交试验设计得到 8 个样本点, 建立了因子数为 5, 水平数为 2 的参数筛选试验, 各因素的水平以其初始值的 0.9 倍为下限, 1.1 倍为上限, 正交表及计算结果见表 1。结合方差分析法^[14]对基板挠度峰值和基板最大动能的影响因素进行显著性分析。表 2 为两个目标的显著性分析结果, 每个因素的检验统计量 F 值服从 $F(1,2)$ 分布, 取显著性水平为 0.05, $F_{0.05}(1,2) = 18.51$ 。 F 值越大说明该因素对目标的影响程度越大, 当因素的 F 值超过 $F_{0.05}(1,2)$ 时, 说明该因素在 0.05 显著水平上表现为显著。在基板挠度峰值的影响因素中, 5 个因素的 F 值均大于 18.51, 其中背板厚度 T_2 的影响最为显著; 在基板最大动能的影响因素中, 面板厚度 T_1 和背板厚度 T_2 的 F 值大于 18.51, 其中背板厚度 T_2 的影响最为显著。综合两个目标, 各因素 F 值的大小依次为背板厚度 T_2 、面板厚度 T_1 、工字梁厚度 T_4 、边梁厚度 T_3 和蜂窝铝厚度 T_5 。

表 1 正交试验设计结果

Table 1 Results obtained by orthogonal test design

试验	T_1/mm	T_2/mm	T_3/mm	T_4/mm	T_5/mm	d/mm	K/kJ
1	7.2	5.4	3.6	3.6	0.288	134.4	39.1
2	7.2	5.4	3.6	4.4	0.352	130.5	38.7
3	7.2	6.6	4.4	3.6	0.288	126.6	35.4
4	7.2	6.6	4.4	4.4	0.352	122.1	35.3
5	8.8	5.4	4.4	3.6	0.352	128.7	37.2
6	8.8	5.4	4.4	4.4	0.288	127.3	35.8
7	8.8	6.6	3.6	3.6	0.352	123.5	32.2
8	8.8	6.6	3.6	4.4	0.288	123.1	32.8

表 2 基板挠度峰值及最大动能影响因素显著性分析

Table 2 Notability analysis of peak deflection and maximum kinetic energy of test plate influence factors

来源	基板挠度峰值/mm			基板最大动能/kJ		
	平方和	均方	F	平方和	均方	F
T_1	15.125	15.125	88.971	13.781	13.781	26.956
T_2	81.920	81.920	481.882	28.501	28.501	55.748
T_3	5.780	5.780	34.000	0.101	0.101	0.198
T_4	13.005	13.005	76.500	0.211	0.211	0.413
T_5	5.445	5.445	32.029	0.011	0.011	0.022
误差	0.340	0.340		1.022	1.022	

由于面板是迎爆面, 需要与爆炸产生的载荷直接作用, 若将其作为拓扑优化的设计对象, 在优化过程中的网格删除会导致爆炸载荷没有作用对象, 同时背板作为基板的支撑板, 也不宜作为拓扑优化的设计对象, 因此本文采用拓扑优化和多目标优化方法对防护组件中的梁结构进行改进设计, 以提升防护组件的抗爆性能。

2 车身底部防护组件拓扑优化设计

2.1 台架模型的简化与分析

在进行拓扑优化之前需要对台架模型进行合理的简化, 主要原因有两点: (1) 拓扑优化设计域部分在划分网格时采用的是实体单元, 这会导致防护组件的整体刚度过大, 台架在受到爆炸冲击时可能会因为受力不均衡而发生较大偏转, 这与实际情况相悖。(2) 当模型较大时, 拓扑优化迭代过程会耗费大量时间, 为了节约计算成本, 提高计算效率, 需要简化模型作为拓扑优化的基准模型。

图 4(a) 为简化后的台架模型, 配重块、配重块支撑架和台架支撑被去除, 基板四周上方和面板下方的 4 个拐角放置有固定不动的刚体, 刚体的大小和布置位置与简化前配重块支撑架和台架支撑位置一致。对简化后模型重新进行爆炸仿真分析, 以防护组件在整体台架中的吸能量为等效条件, 通过调整爆轰能量的缩放系数来调整爆轰能量与防护组件吸能量, 最终爆轰能量缩放系数为 3.5, 防护组件吸收的内能为 365 kJ, 保持与原模型中吸能量相当。简化模型的基板对角线测试点挠度值与其在原始台架模型中挠度值对比如图 4(b) 所示, 由图可知, 简化前后两条曲线较为吻合。

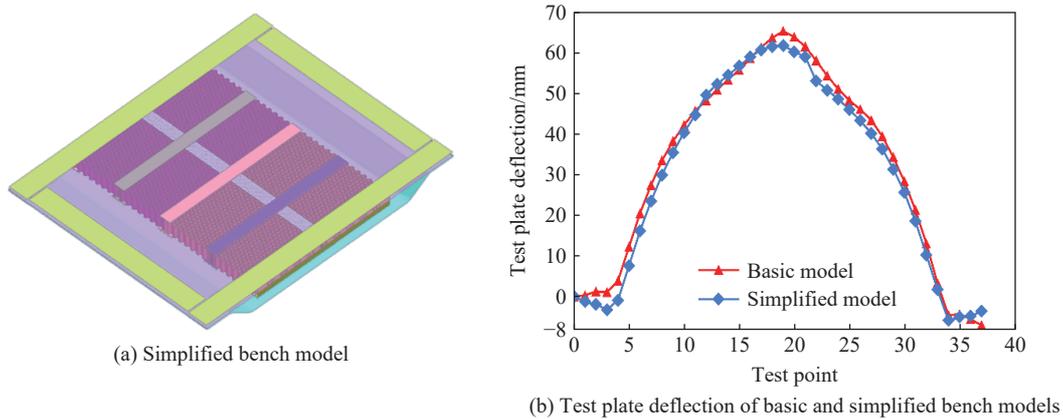


图 4 台架模型简化及分析

Fig. 4 Bench model simplification and analysis

2.2 基于混合自动元胞机的拓扑优化理论基础

混合自动元胞机法 (HCA) 是一种将元胞自动机 (CA) 与有限元 (FEM) 相结合的方法。元胞自动机是一种包含规则网格或胞元的离散模型, 每个胞元的信息都是通过相同的更新规则由自身和周围胞元信息来决定^[15], 元胞自动机依据这种信息更新准则把复杂的全局优化问题分解为很多个简单的局部优化问题^[16]。HCA 方法采用 CA 的迭代模式, 但是使用 FEM 获得全局信息以提高算法的效率和减少收敛时间。

在元胞自动机晶格中的每个胞元 i 的状态变量是由设计变量 x_i (如相对密度) 和场变量 S_i (如应变能密度) 来定义。由上节的分析可知, 本文的场变量 $S_i \equiv U_i$ (应变能密度), 为了使得整个结构都能通过塑性变形吸收能量, 每个单元的场变量 U_i 都要趋近于某一个特定值 U_i^* 。基于 HCA 方法的拓扑优化数学模型可以由下式来表示:

$$\begin{cases} \min_x \sum_{i=0}^n |\bar{U}_i(x_i) - U_i^*| \\ \sum_{i=1}^n \rho(x_i)v_i \leq M^* \\ \mathbf{M}\ddot{\mathbf{D}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{D}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{D}(t) = \mathbf{F}(t) - \mathbf{R}(\mathbf{D}, t) \\ 0 < x_{\min} \leq x_i \leq 1 \\ \bar{U}_i^{(k)} = \frac{U_i^{(k)} + \sum_{n \in N(i)} U_n^{(k)}}{\hat{N} + 1} \end{cases} \quad (1)$$

式中: U_i^* 为目标应变能密度值, x_i 为第 i 个单元的相对密度, v_i 为第 i 个单元的体积; M^* 为质量的约束条件; $\bar{U}_i(x_i)$ 为每个单元的平均应变能密度值, 它是单元本身以及单元邻域内单元的应变能密度平均值; \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 和 \mathbf{K} 分别为质量、阻尼和刚度矩阵; \mathbf{F} 为激励力矩阵; \mathbf{R} 为残差矩阵; \mathbf{D} 为位移列阵; $\bar{U}_i^{(k)}$ 为第 k 次迭代第 i 个单元的应变能密度平均值; $N(i)$ 表示第 i 个单元邻域内单元; \hat{N} 表示邻域单元的数目。基于 HCA 的拓扑优化方法是将通过不断改变局部应变能密度来得到全局的改进。

2.3 拓扑优化模型的建立

防护组件抗爆性设计的目的是吸收最大能量的同时保证传递给乘员的峰值载荷最小。当爆炸压力波冲击车身底部结构时,流体的动能会转化为固体介质内部的应变能,当应变能达到最大时,流体动能达到最小。应变能密度均匀化,是一种均匀受力设计的概念,等效于最小化最大应变。本文中采用全应力设计理念,要使得加强梁结构在爆炸冲击下吸能量的最大化,在结构质量约束的条件下,为了最大限度地利用材料本身的特性吸收能量,整个结构都应当通过塑性变形来吸收能量,因此结构材料分布应当使得应变能密度趋于某一常数^[17],也就是说当设计域的应变能均匀分布时,材料会达到最佳分布。本文中应用混合自动元胞机(HCA)算法,以获得均匀应变能密度为目标、优化后质量分数上限为约束对加强梁进行拓扑优化设计,寻找到加强梁的最佳材料分布,使其具有最优的抗爆炸冲击结构,以提升防雷组件的抗爆性能。

在车身底部防护组件台架的简化模型基础上,建立了加强梁结构的拓扑优化有限元模型,如图 5 所示。设计域为面板与背板之间覆盖加强梁的空间,设计域网格采用六面体单元划分,网格平均尺寸为 10 mm。考虑到对称的梁结构在实际制造过程中会便于加工和减少成本,约束设计域关于其横向和纵向的中心平面对称,设计域优化后的质量分数上限为 0.1,以获得均匀的应变能密度为目标进行拓扑优化设计。

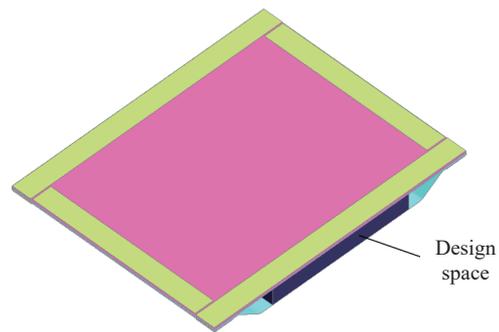


图 5 拓扑优化模型

Fig. 5 Topology optimization model

2.4 拓扑优化结果分析

经过 24 次迭代,拓扑优化最终收敛。基于 HCA 算法的拓扑优化方法采用变密度法作为其材料分布准则,设计变量为单元的相对密度值(topology variable fraction),取值范围为 0~1,当单元相对密度趋向于 1 时,表示该部分材料需要保留;当单元相对密度趋向于 0 时,表示该部分材料可以删除。防护组件中加强梁结构的拓扑优化结果如图 6(a) 所示。随着迭代的进行,设计域的中间部分保留单元较多,这正是爆炸载荷最先冲击的底部中心位置,说明防护组件中心部位的加强梁在车辆底部抗爆炸冲击中起到了重要作用,这与实际情况相吻合。依据拓扑优化结果,对防护组件的加强梁结构重新设计,梁的截面形状仍然采用原始梁结构。由拓扑优化结果可知,总体上加强梁的材料分布主要集中在横向和纵向上,这与初始设计中大部分相似。由于中间部分保留了更多的支撑结构,因此可以将两侧的横梁向中间移动,在拓扑优化结果中设计域上下两端保留了更多的材料,因此将原始边梁加厚,与此同时内部纵向两侧保留较多材料,说明这些地方需要布置加强梁,在整个结构左右两侧也保留了较多材料,其中红色单元的位置大多与内部单元连接成横向结构,连同内部结构可以解读为横梁,最终的工程解读结果如图 6(b) 所示。

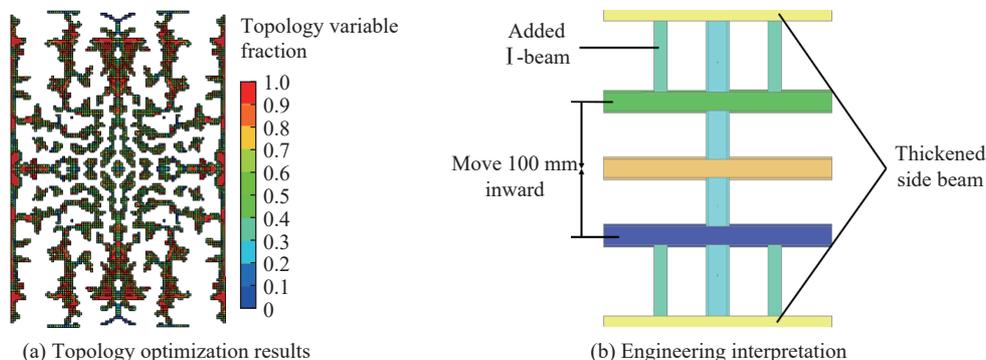


图 6 拓扑优化结果与工程解读

Fig. 6 Topology optimization results and engineering interpretation

3 加强梁结构多目标优化

实际上经拓扑优化得到的模型是概念模型,在拓扑优化下指导重新设计的梁结构截面尺寸、厚度等参数仍需要进一步确定。在一个复杂的耦合系统中,参数之间如何匹配将会对防护组件的性能有较大影响,因此对设计参数的合理组合是提升系统性能的关键^[18]。目前随着近似模型与优化算法在工程上的应用越来越普及,为了得到加强梁结构的截面尺寸和厚度的最佳匹配,本文中通过对加强梁结构进行参数化建模,随后经试验设计建立近似模型,在此基础上应用带精英策略的非支配排序的遗传算法 NSGA-II 进行多目标优化,得到一组帕累托解集,确定设计变量的最优解,从而提升防护组件的性能。

3.1 加强梁结构参数化建模

在对加强梁进行多目标优化设计之前,需要建立加强梁结构的参数化模型。选择加强梁的厚度和宽度作为设计变量,共计 7 个设计变量,各变量位置如图 7 所示(图中颜色相同的结构为同一部件)。其中:4 个为厚度变量(边梁厚度 X_1 、原有纵梁厚度 X_2 、横梁厚度 X_3 、新增纵梁厚度 X_4);3 个为宽度变量(原有纵梁宽度 X_5 、横梁宽度 X_6 、新增纵梁宽度 X_7)。上述变量均为连续数值型变量,各设计变量的取值范围见表 3。

表 3 设计变量取值范围

Table 3 Design variable value range

设计变量	变量描述	初始值	下限	上限
X_1/mm	边梁厚度	4	4	6
X_2/mm	原有纵梁厚度	4	3	6
X_3/mm	横梁厚度	4	2	6
X_4/mm	新增纵梁厚度	2	1	3
X_5/mm	原有纵梁宽度	100	80	120
X_6/mm	横梁宽度	100	80	120
X_7/mm	新增纵梁宽度	60	48	72

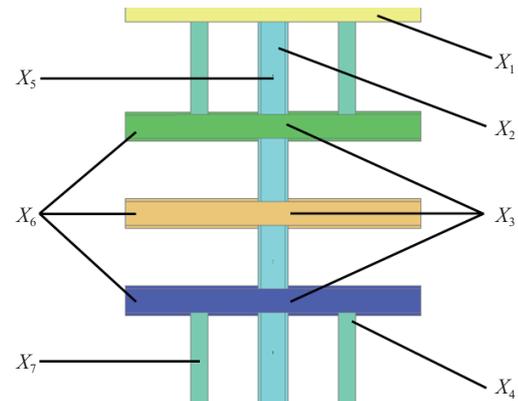


图 7 设计变量位置图

Fig. 7 Design variable position diagram

3.2 建立近似模型

在许多科学和工业领域中,已经广泛使用数学和统计工具来近似、分析和模拟复杂的现实世界系统,这种工具被称为近似模型。近似模型技术在工程优化中可以提升计算效率,常见的近似模型主要有径向基函数(radial basis function)近似模型、kriging 近似模型、支持向量回归(support vector regression, SVR)近似模型,如果只采用一种近似模型来表征各个设计变量与各性能的关系,并不能确保每个性能指标近似模型的精度^[19],因此本文采用多元二次径向基函数(RBF_MQ)、kriging、支持向量回归(SVR)在训练集上分别建立了各性能指标的近似模型,并通过比较测试集上样本点各性能指标计算值和预测值的平均相对误差和最大相对误差大小来评价近似模型的精度。

采用均匀拉丁方(uniform Latin hypercube)试验设计方法对 7 个设计变量进行 40 次采样作为训练集来建立近似模型,采用 Hammersley 试验设计方法另外选取 8 个样本点作为测试集来评价近似模型的精度,各性能指标的三种近似模型在测试集上误差分析结果如表 4 所示。由表 4 可以看出,在最大相对误差接近的情况下,对于基板的挠度峰值,kriging 近似模型在测试集上的平均相对误差最小,因此基板的挠度峰值最适合 kriging 近似模型,同理,基板的最大动能和防护组件质量最适合的近似模型是 RBF_MQ 近似模型和 RBF_MQ 近似模型。

表 4 不同近似模型误差分析
Table 4 Error analysis of different approximate models

性能指标	样本	相对误差/%		
		RBF_MQ	kriging	SVR
基板的挠度峰值/mm	1	-1.24	0.61	1.53
	2	4.61	1.31	4.26
	3	1.12	3.24	-1.72
	4	1.23	-1.27	2.36
	5	1.57	1.06	4.87
	6	1.43	2.11	1.65
	7	1.58	4.71	-1.42
	8	2.02	-1.21	2.31
	平均相对误差	1.54	1.32	1.73
	最大相对误差	4.61	4.71	4.87
基板的最大动能/kJ	1	0.55	0.50	1.08
	2	1.03	4.03	1.51
	3	1.32	-1.52	2.65
	4	2.45	1.69	3.28
	5	2.60	2.37	-1.38
	6	2.32	1.86	2.19
	7	-2.36	1.17	2.52
	8	1.29	1.02	3.51
	平均相对误差	1.15	1.39	1.92
	最大相对误差	2.60	4.03	3.51
防护组件质量/kg	1	-0.022	0.019	0.31
	2	0.033	-0.024	0.61
	3	0.023	0.022	0.87
	4	0.018	0.035	0.98
	5	0.081	0.086	0.16
	6	0.032	0.057	0.52
	7	0.046	0.069	-0.21
	8	0.021	-0.016	0.12
	平均相对误差	0.029	0.031	0.42
	最大相对误差	0.081	0.086	0.98

3.3 多目标优化求解与分析

防护组件加强梁结构的参数优化设计数学模型可以表示为:

$$\begin{cases}
 \min(d(x), K(x), M(x)) \\
 M(x) \leq M \\
 x = (X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7) \\
 4 \text{ mm} \leq X_1 \leq 6 \text{ mm} \\
 3 \text{ mm} \leq X_2 \leq 6 \text{ mm} \\
 2 \text{ mm} \leq X_3 \leq 6 \text{ mm} \\
 1 \text{ mm} \leq X_4 \leq 3 \text{ mm} \\
 80 \text{ mm} \leq X_5 \leq 120 \text{ mm} \\
 80 \text{ mm} \leq X_6 \leq 120 \text{ mm} \\
 48 \text{ mm} \leq X_7 \leq 72 \text{ mm}
 \end{cases} \quad (2)$$

式中: $d(x)$ 为基板的挠度峰值; $K(x)$ 为基板的最大动能; $M(x)$ 为防护组件质量; M 为防护组件质量约束上限 360 kg; $X_1 \sim X_4$ 为加强梁的厚度变量; $X_5 \sim X_7$ 为横梁与纵梁的宽度变量。

带精英策略的非支配排序的遗传算法 NSGA-II 是非支配排序遗传算法 NSGA 的改进, 它采用了快速非支配排序算法, 降低了计算复杂度; 提出拥挤度和拥挤度比较算子, 保持了种群的多样性; 引入精英策略, 提高优化结果精度。这些改进使得其能够快速有效地解决多目标优化问题。

本文中采用带精英策略的非支配排序的遗传算法 NSGA-II 对上述建立的近似模型进行多目标优化, 经过 5000 次迭代, 优化得到的 Pareto 解集如图 8 所示, 从图 8 中可以看出, 防护组件质量较低时, 基板的挠度峰值和最大动能均很大; 当质量增大时; 基板的挠度峰值和最大动能均有所减小。由于防护组件质量不是首要优化目标, 而且最大质量满足小于 360 kg 的要求, 出于乘员安全的考虑, 优化的主要目的是减少车身底板(基板)的变形对车内乘员安全的威胁, 所以应当首先考虑基板的挠度峰值与基板的最大动能均较小的解作为最终优化解, 如图 8 中红点所示。表 5 为设计变量的初始值和优化解。

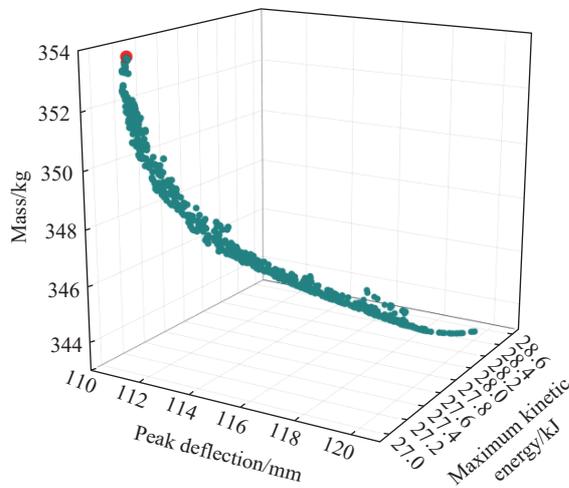


图 8 帕累托解集

Fig. 8 Pareto set

表 5 优化前后设计变量取值

Table 5 Design variable values before and after optimization

设计变量	初始值	优化值
X_1/mm	4	4.85
X_2/mm	4	3.93
X_3/mm	4	2.00
X_4/mm	2	2.73
X_5/mm	100	108.20
X_6/mm	100	80.00
X_7/mm	60	62.52

3.4 车辆底部防护组件改进验证

为了验证近似模型预测结果的准确性, 将最优解代入经试验标定的有限元模型中进行数值计算, 表 6 为最优解的数值结果与预测结果对比, 计算值与预测值的相对误差在 5% 以内, 说明近似模型精度较高, 优化结果真实可信。图 9 为改进后基板挠度达到峰值时的基板变形图, 图 10 为改进前后基板的最大动能对比。从图 9~10 中可以看出, 相比于初始设计, 改进后基板的挠度峰值和基板的最大动能均有所降低。表 7 对比了改进前后各个优化目标的变化, 由表 7 可见优化后基板的挠度峰值降低了 5%, 基板的最大动能降低了 11.58%, 防护组件质量减少了 1.63%。

表 6 优化解的预测值与计算值对比

Table 6 Comparison of the predicted and simulated values of the optimized solution

优化目标	预测值	计算值	相对误差/%
基板的挠度峰值/mm	111.36	115.90	4.08
基板的最大动能/kJ	27.03	27.10	0.26
防护组件质量/kg	353.71	354.12	0.12

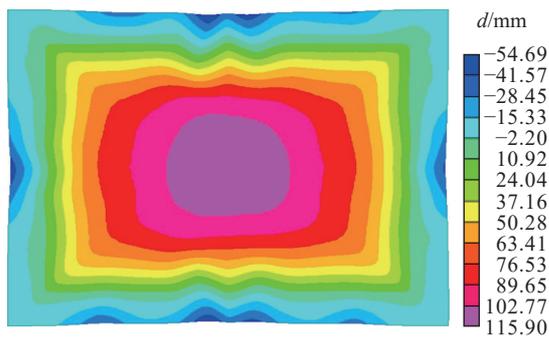


图 9 改进后基板最大变形图

Fig. 9 Maximum deflection of the test plate after optimization

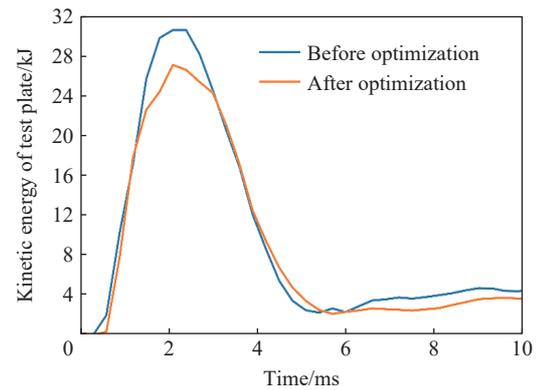


图 10 改进前后基板动能

Fig. 10 Kinetic energy of test plate before and after optimization

表 7 改进前后各性能指标对比

Table 7 Comparison of performance indexes before and after optimization

优化目标	改进前	改进后	变化量/%
基板的挠度峰值/mm	122	115.90	-5.00
基板的最大动能/kJ	30.65	27.10	-11.58
防护组件质量/kg	360	354.12	-1.63

4 总 结

建立了一套基于拓扑优化的车辆底部防护组件设计方法。该方法的具体实施流程为:(1)首先建立正交试验,结合方差分析方法得到防护组件中各部件对性能指标的影响程度,进而结合实际确定拓扑优化的设计对象;(2)对原始模型进行合理简化,采用混合自动元胞机(HCA)算法进行拓扑优化设计,得到了设计对象的最佳材料分布,进而对拓扑优化结果进行工程解读和重新设计;(3)为确定设计对象的具体尺寸参数,对各目标函数及约束条件建立了3种近似模型,并根据误差分析结果对比选择出精度最高的近似模型,采用带精英策略的非支配排序遗传算法NSGA-II进行多目标优化,得到了Pareto解集,从中选取了一组妥协解作为优化设计的最优解;(4)最后在经试验标定的有限元模型中进行改进验证,仿真值与预测值误差较小,近似模型精度满足要求。

结果表明,采用该方法对防护组件进行优化设计后,基板的挠度峰值减少了5%,基板的最大动能减少了11.58%,防护组件质量减少1.63%,从而在不增加质量的条件下提升了车辆底部防护组件的抗爆炸冲击性能。因此,该方法对防护组件优化设计具有较好的指导作用。

参考文献:

- [1] 李红勋,谭柏春,贾楠,等. 美军战术轮式车辆发展策略研究[J]. *军事交通学院学报*, 2012, 14(10): 83-87. DOI: 10.3969/j.issn.1674-2192.2012.10.022.
LI H X, TAN B C, JIA N, et al. Research on US military tactic wheeled vehicle strategy [J]. *Journal of Military Transportation University*, 2012, 14(10): 83-87. DOI: 10.3969/j.issn.1674-2192.2012.10.022.
- [2] 张钱城,郝方楠,李裕春,等. 爆炸冲击载荷作用下车辆和人员的损伤与防护[J]. *力学与实践*, 2014, 36(5): 527-539. DOI: 10.6052/1000-0879-13-539.
ZHANG Q C, HAO F N, LI Y C, et al. Damage and protection of vehicles and personnel under blast loading [J]. *Mechanics in Engineering*, 2014, 36(5): 527-539. DOI: 10.6052/1000-0879-13-539.
- [3] 韩辉,焦丽娟,徐平. 战车底部防雷技术研究[J]. *四川兵工学报*, 2007, 28(3): 11-13. DOI: 10.3969/j.issn.1006-0707.2007.03.004.

- HAN H, JIAO L J, XU P. Study on protection technology for combat vehicles against belly-attack anti-tank mine [J]. *Journal of Sichuan Ordnance*, 2007, 28(3): 11–13. DOI: 10.3969/j.issn.1006-0707.2007.03.004.
- [4] RAMASAMY A, HILL A M, HEPPEL A E, et al. Blast mines: physics, injury mechanisms and vehicle protection [J]. *Journal of the Royal Army Medical Corps*, 2009, 155(4): 258–264. DOI: 10.1136/jramc-155-04-06.
- [5] SUN G, ZHANG J, LI S, et al. Dynamic response of sandwich panel with hierarchical honeycomb cores subject to blast loading [J]. *Thin Walled Structures*, 2019, 142: 499–515. DOI: 10.1016/j.tws.2019.04.029.
- [6] 李明星, 王显会, 周云波, 等. 基于神经网络的车辆抗冲击防护组件优化 [J]. *爆炸与冲击*, 2020, 40(2): 024203. DOI: 10.11883/bzycj-2019-0055.
- LI M X, WANG X H, ZHOU Y B, et al. Research on optimization of vehicle anti-shock protection components based on neural network [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2020, 40(2): 024203. DOI: 10.11883/bzycj-2019-0055.
- [7] IMBALZANO G, LINFORTH S, NGO T, et al. Blast resistance of auxetic and honeycomb sandwich panels: comparisons and parametric designs [J]. *Composite Structures*, 2018, 183(1): 242–261. DOI: 10.1016/j.compstruct.2017.03.018.
- [8] 陈震. 某 SUV 车架多目标拓扑优化设计 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
- [9] 聂昕, 黄鹏冲, 陈涛, 等. 基于耐撞性拓扑优化的汽车关键安全件设计 [J]. *中国机械工程*, 2013(23): 140–145. DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2013.23.028.
- NIE X, HUANG P C, CHEN T, et al. Topology optimization of automotive key safety component design based on crashworthiness [J]. *China Mechanical Engineering*, 2013(23): 140–145. DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2013.23.028.
- [10] 高云凯, 张玉婷, 方剑光. 基于混合元胞自动机的铝合金保险杠横梁设计 [J]. *同济大学学报 (自然科学版)*, 2014, 43(3): 0456–0461. DOI: 10.11908/j.issn.0253-374x.2015.03.021.
- GAO Y K, ZHANG Y T, FANG J G. Design of aluminum bumper beam based on hybrid cellular automata [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2014, 43(3): 0456–0461. DOI: 10.11908/j.issn.0253-374x.2015.03.021.
- [11] DUDDECK F, HUNKELER S, LOZANO P, et al. Topology optimization for crashworthiness of thin-walled structures under axial impact using hybrid cellular automata [J]. *Structural & Multidisciplinary Optimization*, 2016, 54(3): 415–428. DOI: 10.1007/s00158-016-1445-y.
- [12] GOETZ J, TAN H, RENAUD J E, et al. Two-material optimization of plate armour for blast mitigation using hybrid cellular automata [J]. *Engineering Optimization*, 2012, 44(8): 985–1005. DOI: 10.1080/0305215x.2011.624182.
- [13] NATO. Protection levels for occupants of logistic and light armored vehicles; NSA/0533- LAND/4569 [S]. Brussels: NATO, 2004.
- [14] 王春林, 胡蓓蓓, 冯一鸣, 等. 基于径向基神经网络与粒子群算法的双叶片泵多目标优化 [J]. *农业工程学报*, 2019, 35(2): 25–32. DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.02.004.
- WANG C L, HU B B, FENG Y M, et al. Multi-objective optimization of double vane pump based on radial basis neural network and particle swarm [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2019, 35(2): 25–32. DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.02.004.
- [15] PATEL N M, KANG B, RENAUD J E, et al. Crashworthiness design using topology optimization [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2009, 131(6): 061013–1–061013-12. DOI: 10.1115/1.3116256.
- [16] 张颂安. 小型轻量化电动汽车正面碰撞响应及结构优化 [D]. 北京: 清华大学, 2016.
- [17] 甘宁. 基于耐撞性和刚度车辆端部底架的拓扑概念设计 [D]. 长沙: 中南大学, 2014.
- [18] 刘丰嘉. 机车车辆耐撞性仿真与端部结构拓扑优化设计 [D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
- [19] 伍素珍, 郑刚, 李光耀, 等. 汽车车身结构安全部件材料匹配优化设计 [J]. *锻压技术*, 2015, 40(11): 85–93. DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2015.11.018.
- WU S Z, ZHENG G, LI G Y, et al. Optimization design of material matching for auto-body safety components [J]. *Forging & Stamping Technology*, 2015, 40(11): 85–93. DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2015.11.018.

(责任编辑 王易难)