doi:10.11887/j.cn.201805021 http://journal.nudt.edu.cn

纤维缠绕复合材料实芯球形结构单元耐撞性多目标优化*

梅志远[1],周晓松[1,2],吴 梵[1]
(1. 海军工程大学 舰船与海洋学院,湖北 武汉 430033;
2. 军事科学院 国防科技创新研究院,北京 100071)

摘 要:为了提高纤维缠绕复合材料实芯球形结构单元的耐撞能量耗散性能,在初始结构单元耐撞性分析的基础上,建立以结构单元中心承载圆柱体高径比、球形芯材短轴长轴比以及纤维缠绕复合材料表层壁厚比和缠绕角度为结构优化设计参数,以比吸能效率和冲击峰值载荷为评价指标的多目标优化模型。采用分级递进优化方法将多目标优化模型分解为两级单目标优化子模型,并通过有限元软件 Abaqus 得到不同子模型的碰撞响应。结合径向基函数构造近似函数模型,并采用第二代非劣排序遗传算法对结构优化设计参数进行两级递进求解,得到耐撞性能最优的结构单元。进一步开展的试验验证和破坏模式分析表明,优化设计后结构单元的耐撞吸能水平得到大幅提高,从而验证了该多目标优化分析模型的有效性。

关键词:纤维缠绕;复合材料;球形结构;耐撞性能;优化设计
中图分类号:TB330.1 **文献标志码**:A **文章编号**:1001-2486(2018)05-138-08

Crashworthiness optimization of filament wound composite solid spherical structure element

MEI Zhiyuan[1], *ZHOU Xiaosong*[1,2], *WU Fan*[1]
(1. College of Naval Architecture and Ocean Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;
2. National Academy of Defense Science and Technology Innovation, Academy of Military Sciences, Beijing 100071, China)

Abstract: In order to improve the energy dissipation performance of the filament wound composite solid ball structure element, the maximization of the SEA (specific energy absorption) and the minimization of the IPF (impact peak force) of the structure element were chosen as the evaluation indexes. Based on the crashworthiness performance of the initial design scheme, the ratio of height to diameter for core cylinder, centrifugal rate of spherical core and filament winding thickness ratio and winding angle of composite surface were chosen as optimal design variables to establish a multi-objective optimization model. The multi-objective optimization model was decomposed into two single-objective optimization models by the hierarchical progressive optimization method. The finite element software Abaqus was adopted to compute the impact responses of the structure element with different design parameters. Furthermore, an approximate objective function was constructed with the radial basis functions, the optimal design was performed in two stages by using the second generation non-dominated sorting genetic algorithm. After the optimization, the ideal and optimal structure element was obtained for crashworthiness and energy absorption. Further experimental studies and failure modes analysis show the effectiveness of the optimization model and the improvement of the energy dissipation performance of the structure element.

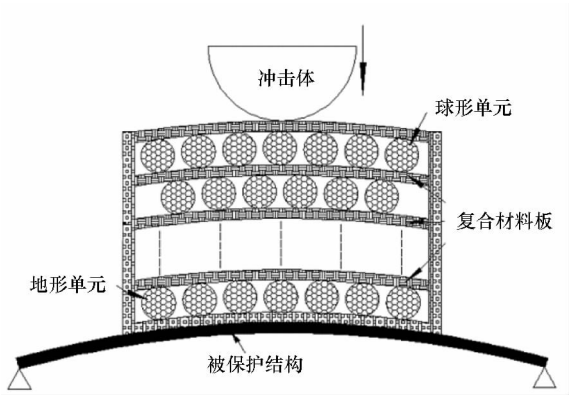
Key words: filament wound; composite; spherical structure; crashworthiness; optimal design

纤维缠绕复合材料实芯球形结构单元作为一种新型的复合吸能结构,不仅具有优异的耐撞能量耗散性能,同时还具有较好的海洋环境适应性及浮力补偿特性,在一些极端环境工况中初步得到应用[1-2],如水下海洋结构平台多层阵列耐撞防护结构模块及吸能结构单元设计,如图1所示。

在水下碰撞载荷环境下,纤维缠绕复合材料实芯球形结构单元的压缩响应呈现典型的弹塑性特征,轴向压溃过程中不会产生较大的冲击峰值载荷,从而对结构设备和人员起到有效的保护。同时,结构单元的平均压缩载荷和冲击峰值载荷较为接近,比吸能效率也要远高于传统的复合材料圆柱壳填充结构[3-5]。然而,该结构单元设计参数较多,包括内部浮力芯材型线特征和表层复合材料纤维缠绕方案,且表层缠绕方案设计受到内部芯材几何型线特征的限制和约束,增加了结

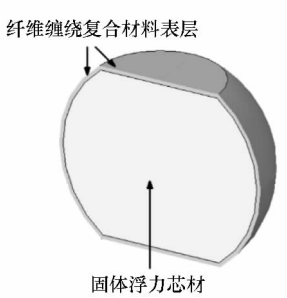
* 收稿日期:2017-08-16;
基金项目:国家自然科学基金面上资助项目(51479205)
作者简介:梅志远(1973—),男,湖北武汉人,教授,博士,博士生导师,E-mail:zhiyuan_mei@163.com;
周晓松(通信作者),男,助理研究员,博士,E-mail:1251487779@qq.com

构设计和工艺实现的复杂性。



(a) 多层阵列结构

(a) Multilayer arrays module structure



(b) 纤维缠绕复合材料实芯球形结构单元

(b) Filament wound composite solid ball element

图 1　纤维缠绕复合材料实芯球形结构单元优化背景

Fig. 1　Optimization background of the filament wound composite solid ball element

如何合理地设计耐撞吸能单元的结构几何参数,将直接影响结构单元的耐撞性能。本文从实际出发,在初始结构单元耐撞性研究的基础上,以结构单元中心承载圆柱体高径比、球形芯材短轴长轴比以及纤维缠绕复合材料表层壁厚比和缠绕角度为动态优化设计变量,以比吸能效率和冲击峰值载荷为优化设计指标,创建了一种多目标优化设计模型。采用非线性有限元软件 Abaqus 得到不同结构几何参数模型的碰撞响应[6-7],并结合径向基函数法构造优化目标的近似函数。进一步采用分级递进优化方法和第二代非劣排序遗传算法对结构优化设计参数进行两级递进优化计算,从而得到结构形式最优的耐撞吸能结构单元。该研究工作为水下复合材料耐撞吸能结构单元优化设计提供了新的思路,在理论和工程上均具有重要意义。

1　多目标优化设计问题

1.1　耐撞性优化设计准则

一个耐撞性能好的吸能结构单元首先要满足能量吸收的要求,即通过结构不同材料组分的屈服、断裂等损伤破坏形式来耗散冲击能量。同时,吸能结构的质量也是设计中关心的重要指标,结构质量越小,相应的成本就越低。因此,单位质量吸能结构所吸收的能量,即比吸能(Special Energy Absorption, SEA)是衡量吸能结构耐撞性能的重要指标,定义为:

$$SEA(d) = \frac{E(d)}{M} \tag{1}$$

式中:M 为吸能结构总质量,$E(d)$ 为压缩损伤过程中结构吸收的总能量,其大小可用式(2)计算:

$$E(d) = \int_0^d F(x)\,\mathrm{d}x \tag{2}$$

式中,d 为结构压缩变形,$F(x)$ 为冲击压缩载荷。对于一定的压缩变形,平均压缩载荷(Mean Crushing Force, MCF)可由式(3)计算:

$$MCF(d) = \frac{E(d)}{d} \tag{3}$$

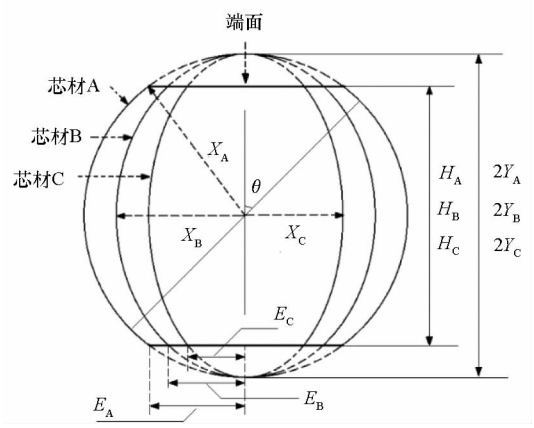
另一个衡量结构耐撞性能的重要指标为冲击峰值载荷(Impact Peak Load, IPL),是耐撞防护结构设计中需要重点考虑的设计指标[8]。冲击峰值载荷会引起较高的加速度并造成结构设备和人员的伤害,所以希望冲击过程中的峰值载荷尽可能小。由冲击峰值载荷进一步可得结构单元的载荷效率(Crash Load Efficiency, CLE),由式(4)计算可得:

$$CLE(d) = \frac{MCF}{IPL} \times 100\% \tag{4}$$

1.2　结构单元耐撞响应特征分析

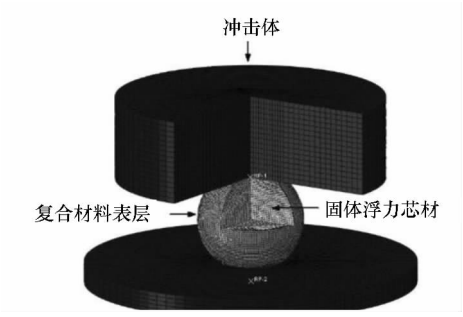
本文采用 Abaqus/Explicit 建立初始结构单元在低速大质量冲击载荷作用下的数值分析模型,并将数值模拟与试验结果进行对比分析,如图 2 所示。结构单元球形芯材高度 $H = 80$ mm,半径 $X = 40$ mm,上下端面半径 $E = 30$ mm,纤维缠绕复合材料表层厚度 $t_e = 1.2$ mm,缠绕角度 $\theta = 20°$。结构单元下端面固定,上端面自由并受质量为 111.5 kg,速度为 6.5 m/s 的钢质平面体冲击体作用。

由于纤维缠绕复合材料表层由几层缠绕角度相同的 E-玻璃纤维丝束和乙烯基酯树脂复合形成的薄壳层合结构,因而可采用 Abaqus 有限元软件中的二维 Hashin 失效准则进行损伤失效模拟,将其宏观力学性能使用复合材料工程常数进行描述,暂不考虑其缠绕细观结构。固体浮力芯材是由空心玻璃微珠和乙烯基酯树脂复合而成,具有塑性体积可压缩特点,因而选择



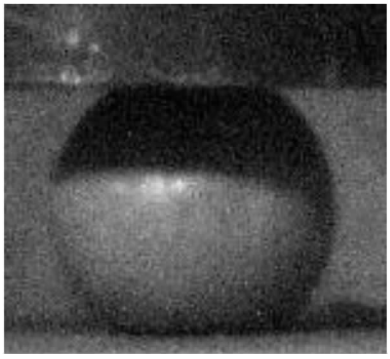
（a）结构单元型线特征示意图

（a）Sketch map of profile for the structural element



（b）数值分析模型

（b）Numerical analysis model



（c）试验测试方案

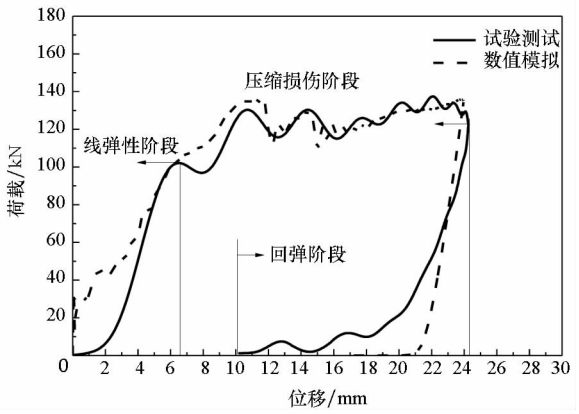
（c）Experimental test scheme

图 2　数值分析模型有效性试验验证

Fig. 2　Test validation of numerical analysis model

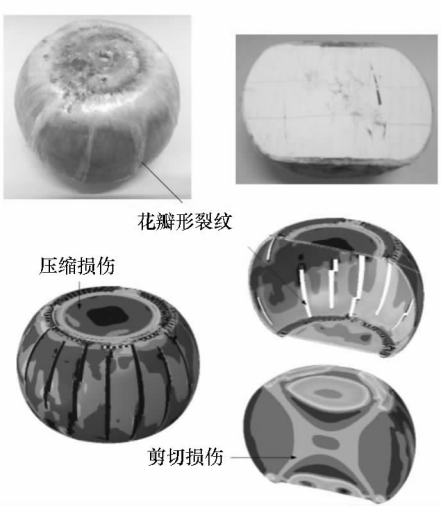
Crushing foam 本构模型作为固体浮力芯材的损伤失效判据。

对初始结构单元的冲击压缩响应特征进行分析可知，由于缠绕表层的环向泊松比 υ_{12} 远小于内部固体浮力芯材泊松比 υ_b，当内部芯材轴向受压产生横向膨胀变形时，表层才会对内部芯材产生被动约束应力。此时，内部芯材处于三向受压状态，抗压强度和极限应变增大，从而提高了结构单元的稳态压缩载荷和有效压缩应变，增强了结构单元的能量耗散能力。此外，由于表层对内部芯材的约束效应随着表层花瓣形裂纹的增加呈现逐步减弱的趋势，因而芯材在冲击压缩载荷作用下发生较为平稳且充分的压缩塑性损伤和剪切断裂破坏，冲击结束后结构单元的完整性较好，数值模拟与试验测试对比如图 3 所示。



（a）载荷位移曲线

（a）Load-displacement curves



（b）失效模式

（b）Failure modes

图 3　初始结构单元动态响应特征分析

Fig. 3　Dynamic response of initial structure element

1.3　耐撞性多目标优化设计问题

由初始结构单元的耐撞响应特征分析可知，影响该结构单元耐撞性能的主要优化设计参数包括中心承载圆柱体高径比 $H/2E$、球形芯材短轴长轴比 X/Y、纤维缠绕复合材料表层壁厚比 $t_e/2X$ 以及复合材料表层的纤维缠绕角度 θ。作为结构单元耐撞性的评价指标，比吸能效率和冲击峰值载荷在优化设计中是互相矛盾的，冲击峰值载荷的降低通常带来比吸能效率的下降，故需将比吸能效率和冲击峰值载荷同时作为优化设计指标。因此，纤维缠绕复合材料实芯球形结构单元的多目标优化设计问题可表示为：

$$\begin{cases} \text{Max} \quad SEA(H/2E, X/Y, t_e/2X, \theta) \\ \text{Min} \quad PCF(H/2E, X/Y, t_e/2X, \theta) \\ \text{s.t.} \quad r^L \leqslant H/2E \leqslant r^U \\ \qquad p^L \leqslant X/Y \leqslant p^U \\ \qquad q^L \leqslant t_e/2X \leqslant q^U \\ \qquad \theta^L \leqslant \theta \leqslant \theta^U \end{cases} \tag{5}$$

以结构单元中心承载圆柱体高径比 $H/2E \in [1.33, 2.05]$、球形芯材短轴长轴比 $X/Y \in [0.66, 1.00]$、纤维缠绕复合材料表层壁厚比 $t_e/2X \in [0.006, 0.018]$ 和 $\theta \in [0, 30°]$ 作为试验因素,针对以上 4 种不同结构优化设计参数,选择具有代表性的 13 个采样点,不同结构设计参数模型的表示方法如表 1 所示。其中,首位字母和后三位数字分别代表结构单元球形芯材短轴长轴比、中心承载圆柱体高径比以及纤维缠绕复合材料表层壁厚比和纤维缠绕角度。

表 1　结构单元样本采样点

Tab. 1　Sample points of structure element

样本点	X/Y	$H/2E$	$t_e/2X$	θ
A122	1.00	1.33	0.012	20°
A222	1.00	1.63	0.012	20°
A322	1.00	2.05	0.012	20°
B122	0.83	1.33	0.012	20°
B222	0.83	1.63	0.012	20°
B322	0.83	2.05	0.012	20°
C122	0.66	1.33	0.012	20°
C222	0.66	1.63	0.012	20°
C322	0.66	2.05	0.012	20°
B212	0.83	1.63	0.006	20°
B232	0.83	1.63	0.018	20°
B221	0.83	1.63	0.012	10°
B223	0.83	1.63	0.012	30°

2　多目标优化设计方法

2.1　分级递进优化方法

针对纤维缠绕复合材料实芯球形结构单元优化设计这个多目标参数的系统优化问题[9],本文采用分级递进优化方法,将一个复杂的多目标系统优化问题分解为若干较简单的单目标子系统,通过对子系统分别进行优化和级间协调来实现整体多目标系统的优化。各子系统虽然相互关联,但又有其相对独立性。根据结构单元形式和力学承载特性分析,在独立性强、关联性弱的部位加以分解,只需很少几次迭代,就能收敛到满意的优化解。

对初始设计方案的碰撞响应特征进行分析可知,在碰撞载荷作用下,内部芯材为主承载部件,直接承载冲击压缩载荷,而缠绕表层在内部芯材轴向受压产生横向体积变形时,才会对芯材产生被动约束应力,从而提高整体结构的抗压强度和极限应变。根据结构单元的力学承载特点,可将多目标优化设计参数分为 2 类:第 1 类为结构单元内部芯材的型线特征参数,主要包括结构单元中心承载圆柱体高径比 $H/2E$ 和球形芯材短轴长轴比 X/Y;第 2 类为纤维缠绕复合材料表层的结构设计参数,主要包括纤维缠绕复合材料表层壁厚比 $t_e/2X$ 和纤维缠绕角度 θ。进而将其多目标参数优化设计工作分为芯材型线特征优化和复合材料表层缠绕方案优化两级进行。该方法思路简明,实施方便,易于与常用的工程结构分析算法和强度衡准协调,还可降低所有优化设计变量一起优化所带来的耦合影响,达到最佳的优化效果。

2.2　径向基函数优化模型

本文采用径向基函数优化模型对结构参数进行优化分析,该模型是以径向函数为基函数,采用线性组合方式得到的近似模型。其中,径向函数是以预报点和采样点间的欧式距离为自变量的一类函数。

在结构参数优化设计空间内,关于优化设计变量响应函数的近似表达式可表示为:

$$\tilde{f}(x) = \sum_{i=1}^{m} \alpha_i \delta \| x - x_i \| \tag{6}$$

式中,$\boldsymbol{\alpha}^{\mathrm{T}} = (\alpha_1, \alpha_2, \cdots, \alpha_m)$ 定义为权重系数,$\delta\|x - x_i\|$为径向函数,$\|x - x_i\|$为预报点和采样点之间的欧式距离。

将 m 个采样点和相对应的函数响应值代入式(6),可得方程组矩阵形式为:

$$\boldsymbol{F} = \delta \boldsymbol{\alpha} \tag{7}$$

式中:$\boldsymbol{F} = [\tilde{f}(x_1), \tilde{f}(x_2), \cdots, \tilde{f}(x_m)]^{\mathrm{T}}$,$\delta = [\delta_{ij}] = [\delta\|x_i - x_j\|]\ (i, j = 1, 2, \cdots, m)$。

在响应函数的径向基函数优化模型建立后,需要对近似模型的精确度进行验证。通过采样点以外的验证点来决定系数 R^2 和误差平方和均方根 $RMSE$ 来验证径向基函数优化模型对优化设计变量的拟合情况,两者分别定义为:

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \tag{8}$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{SSE}{k}} \tag{9}$$

式中，SSE 和 SST 分别使用下述公式进行计算：

$$SSE = \sum_{i=1}^{k} [f(x_i) - \tilde{f}(x_i)]^2 \tag{10}$$

$$SST = \sum_{i=1}^{k} [f(x_i) - \bar{f}(x)]^2 \tag{11}$$

式中，k 为验证点个数，$\bar{f}(x)$ 为 $f(x_i)$ 的平均值。通常来说，$RMSE$ 越小，R^2 值越大，基函数优化模型就越精确。

2.3 第二代非劣排序遗传算法

对于多目标优化设计问题，常用算法包括粒子群算法（Particle Swarm Optimization，PSO）、领域培植多目标遗传算法（Neighborhood Cultivation Genetic Algorithm，NCGA）和第二代非劣排序遗传算法（Nondominated Sorting Genetic Algorithm Ⅱ，NSGA－Ⅱ）。本文采用第二代非劣排序遗传算法[10－11]，该算法是由 Deb 等提出的一种求解多目标优化问题的有效算法，容易得到较为明确的全局最优解。该算法的核心思想是求解 Pareto 前沿，即由 Pareto 最优解集在目标函数空间中的像。优化设计过程中可根据解集和问题的约束条件，选取工程中可用的折中解。多目标优化设计问题在数学上通常可表示为：

$$\begin{cases} \text{Min} \quad -f_1(x_1,\cdots,x_m) \\ \qquad \vdots \\ \text{Min} \quad f_l(x_1,\cdots,x_m) \\ \text{s.t.} \quad g_i(x) \geqslant 0, i = 1,2,\cdots,s \\ \qquad h_i(x) = 0, i = 1,2,\cdots,t \end{cases} \tag{12}$$

在式（12）中，先求解 l 个单目标优化问题，即：

$$\min_{x \in D} f_j(x) \quad j = 1,2,\cdots,l \tag{13}$$

设其最优值 $f_j^* = (f_1^*,\cdots,f_l^*)$ 为函数模型值域中的一个理想优化点，但通常情况下很难得到准确值。因此，在期望的某种度量下，寻求距离 f^* 最近的 f 作为近似值。一种最直接的方法是建立近似解的评价函数。

$$\beta(y) = \sqrt{\sum_{j=1}^{l} (y_j - f_j^*)^2} \tag{14}$$

然后极小化 $\beta[f(x)]$，即求解

$$\min_{x \in D} \beta[f(x)] = \sqrt{\sum_{j=1}^{l} [f_j(x) f_j^*]^2} \tag{15}$$

并将它的最优解 x^* 作为式（12）在这种意义下的最优解。

因此，对于多目标优化问题采用 NSGA－Ⅱ 算法容易获取较为明确的全局最优解，于是结构单元的多目标优化问题可进一步表示为：

$$\begin{cases} \min \quad f_1(x) = -SEA(H/2E, X/Y, t_e/2X, \theta) \\ \min \quad f_2(x) = IPL(H/2E, X/Y, t_e/2X, \theta) \\ \text{s.t.} \quad 1.33 \leqslant H/2E \leqslant 2.05 \\ \qquad 0.66 \leqslant X/Y \leqslant 1.00 \\ \qquad 0.006 \leqslant t_e/2X \leqslant 0.018 \\ \qquad 0° \leqslant \theta \leqslant 30° \end{cases} \tag{16}$$

3 多目标优化设计过程

3.1 一级优化分析

在一级优化设计阶段 $t_e/2X$ 和 θ 保持不变的条件下，在优化设计空间内针对芯材型线特征变量 $H/2E$ 和 X/Y 均匀采集了 $3 \times 3 = 9$ 个样本点，通过 Abaqus 数值分析模型获取采样点对应的目标函数值。进一步采用基函数来构建目标函数的近似代理模型，并采用 NSGA－Ⅱ 算法进行求解，得到 SEA 和 IPL 关于结构设计变量的优化结果，如表 2 所示。

表 2 一级优化结果

Tab. 2 Optimization results at the first stage

样本点		A122	A222	A322	B222	C222
$H/2E$		1.33	1.63	2.05	1.63	1.63
X/Y		1.00	1.00	1.00	0.83	0.66
$t_e/2X$		0.012	0.012	0.012	0.012	0.012
θ/(°)		20	20	20	20	20
SEA/(kJ·kg^{-1})	近似模型	6.75	7.06	6.75	8.36	8.13
	数值模拟	6.96	7.29	6.82	8.56	8.33
	误差/%	3.1	3.3	1.0	2.3	2.2
IPL/kN	近似模型	130	106	100	80	73
	数值模拟	133	109	102	83	75
	误差/%	2.3	2.8	2.0	3.8	2.7

表 2 给出了 5 种典型结构单元的近似模型与数值模拟结果，对比分析可知两者之间的误差均小于 5%，验证了径向基函数优化模型和 NSGA－Ⅱ 算法的有效性，能够满足工程设计的要求。对一级优化分析结果进行综合分析可知，B222 型结构单元的综合耐撞性能最优，为一级优化后理想的耐撞吸能结构单元。

3.2 二级优化分析

在一级优化阶段所得最优解的基础上，进一步针对纤维缠绕复合材料表层参数 $t_e/2X$ 和 θ 开

展二级优化设计。在优化设计空间内针对设计变量 $t_e/2X$ 和 θ 均匀采集了 $2\times2=4$ 个样本点,通过 Abaqus 数值分析模型获取采样点对应的目标函数值。进一步采用基函数来构建目标函数的近似代理模型,并采用 NSGA－Ⅱ算法进行求解,得到 SEA 和 IPL 关于结构设计变量的优化结果,如表 3 所示。

表 3　二级优化结果

Tab. 3　Optimization results at the second stage

样本点		B212	B222	B232	B221	B223
$H/2E$		1.63	1.63	1.63	1.63	1.63
X/Y		0.83	0.83	0.83	0.83	0.83
$t_e/2X$		0.006	0.012	0.018	0.012	0.012
θ/(°)		20	20	20	10	30
SEA/(kJ·kg^{-1})	近似模型	8.19	8.36	7.89	8.26	8.51
	数值模拟	8.33	8.56	8.02	8.39	8.72
	误差/%	3.1	3.3	1.0	1.6	2.5
PCF/kN	近似模型	78	80	91	76	78
	数值模拟	81	83	93	78	81
	误差/%	3.8	3.8	2.2	2.6	3.8

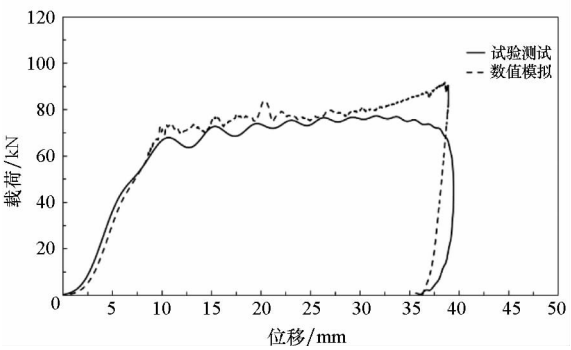
从表 3 中可以看出 5 种典型结构单元的近似模型与数值模拟结果之间的误差均小于 5%,进一步验证了径向基函数优化模型和 NSGA－Ⅱ算法的有效性。对二级优化分析结果进行综合分析可知,B223 型试件的综合耐撞性能最高,为二级优化后理想的耐撞吸能结构单元。

4　多目标优化设计结果分析

4.1　优化设计结果试验验证

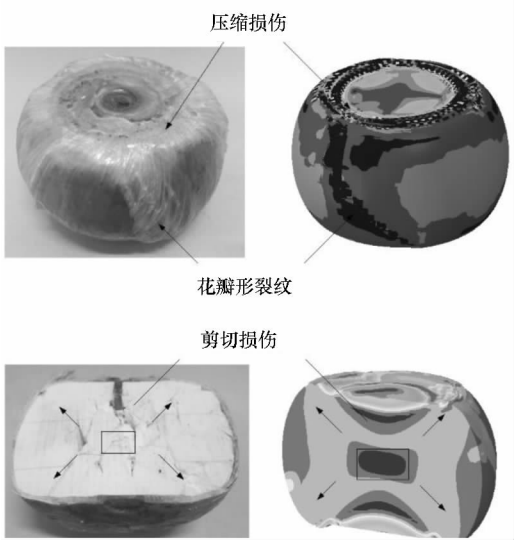
在近似模型与数值模拟优化设计的基础上,对综合耐撞性能最高的 B223 型试件开展进一步的试验研究,从试验角度验证多目标优化设计模型的有效性。数值模拟和试验测试结果对比如图 4 所示。

对 B223 试件的冲击响应曲线进行分析可知,数值模拟和试验测试结果一致性较好,从而验证了多目标优化设计模型的有效性。结构单元在经过优化设计后,压缩损伤阶段的载荷震荡现象得到有效控制,压缩载荷更为平稳,从而减轻了对被保护结构的冲击损伤,如图 4(a)所示。由图 4(b)可知,冲击体的最大回弹速度为 0.51 m/s。根据能量计算公式 $E=\frac{1}{2}mv^2$,可知结构单元以材料损伤等不可恢复的能量耗散形式吸收了冲击体动能的



(a) 载荷位移曲线

(a) Load-displacement curves



(b) 失效模式

(b) Failure modes

图 4　优化后结构单元动态响应特征曲线

Fig. 4　Dynamic response of optimization structure element

99%,以可恢复应变能的形式吸收了 1% 的冲击体动能,表明该结构单元的耐撞能量耗散特性在经过优化设计后得到大幅度提高,落锤回弹现象得到控制,从而大幅度降低对结构的二次冲击损伤。

4.2　优化前后结果对比分析

表 4 给出了结构单元优化前后冲击峰值载荷(IPL)、总吸能(E_{total})、最大压缩变形($U_{\max}$)和冲击体最大回弹速度($v_{\max}$)的试验测试值。

表 4　优化前后结果对比

Tab. 4　Comparison of results before and after optimization

样本点	质量/g	SEA/(kJ·kg^{-1})	IPL/kN	$U_{\max}$/mm	$v_{\max}$/(m/s)
A122	351	6.96	136	23.9	2.51
B223	280	8.72	76	39.1	0.51
误差/%	20	25	45	63	80

由表4分析可知,优化设计后的结构单元质量从351 g减少到280 g,减少了20%;比吸能效率由6.96 kJ·kg^{-1}增加到8.72 kJ·kg^{-1},增加了25%;结构单元冲击峰值载荷从130 kN减少到78 kN,减小了45%。试验结果与近似模型以及数值模拟结果一致性较好,验证了优化分析模型的有效性。此外,落锤的最大回弹速度由2.51 m/s下降到0.51 m/s。在冲击能量相同的条件下,优化后的结构单元以材料损伤的形式耗散了更多的冲击能量,减少了弹性应变能过大带来的落锤二次冲击损伤。

图5所示为优化前后结构单元A122和B223的动态响应特征试验对比曲线,分析可知内部芯材中心承载圆柱体高径比$H/2E$对结构单元的冲击峰值载荷以及有效压缩变形影响较大。在核心承载圆柱体质量一定的前提下,高径比越大,冲击峰值载荷越小,有效压缩变形增加,但同时会导致结构单元冲击稳定性的下降。球形芯材短轴长轴比X/Y对压缩损伤阶段的载荷变化趋势影响较大,X/Y越大,压缩损伤阶段的载荷上升趋势越明显。纤维缠绕复合材料表层起到约束内部芯材的作用,表层厚度过大容易导致约束应力过高,导致结构单元冲击峰值载荷的大幅上升和有效压缩变形的大幅下降,而缠绕厚度过薄容易导致结构单元冲击失稳且压缩损伤载荷出现剧烈振荡。表层纤维缠绕角度的增加则对结构单元冲击峰值载荷和有效压缩变形影响较小,但环向应力分量的小幅增加有效地缓解了压缩损伤载荷的振荡现象,使结构单元的压缩损伤过程更为平稳地进行。

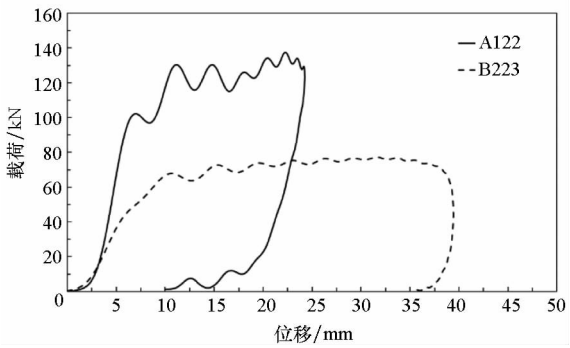
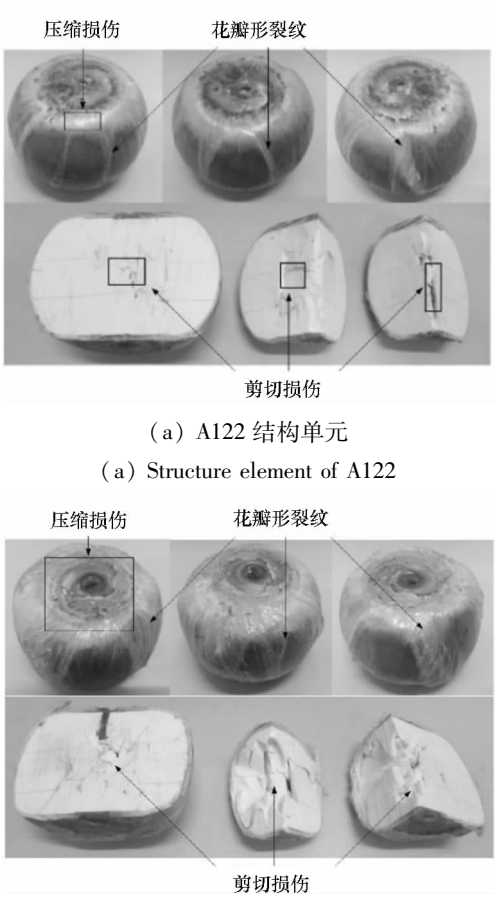


图5 优化前后结构单元动态响应特征试验曲线对比

Fig. 5 Comparison of dynamic response test curves of structure element before and after optimization

进一步对优化前后结构单元A122和B223的破坏模式进行对比分析,可知结构单元在冲击结束后均保持整体结构完整,并未出现表层和芯材剥离的结构崩溃性破坏。从能量耗散机理角度分析可知,初始结构单元A122表层的损伤区域面积较小且芯材的断裂损伤并不充分,潜在的芯材塑性损伤能和纤维断裂能并未充分释放出来,材料组分的能量吸收效率较低。相比初始结构单元A122,优化后的结构单元刚度、冲击峰值载荷和压缩损伤载荷同时出现下降,但有效压缩变形大幅度增加,压缩损伤载荷更为平稳。B223表层出现大面积损伤,内部芯材在较大的压缩变形区间内发生更为充分的压缩塑性损伤和剪切断裂破坏,材料组分的能量吸收效率更高,耐撞综合性能得到大幅改进,如图6所示。



(a) A122结构单元

(a) Structure element of A122

(b) B223结构单元

(b) Structure element of B223

图6 优化前后典型结构单元破坏模式对比

Fig. 6 Comparison of failure modes of typical structure elements before and after optimization

5 结论

1)经过两级优化后,结构单元质量从351 g减少到280 g,减少了20%;比吸能效率由6.96 kJ·kg^{-1}增加到8.72 kJ·kg^{-1},增加了25%;结构单元的冲击峰值载荷从136 kN减少到76 kN,降低了45%;能量吸收效率从85%提高到99%,二次冲击现象得到控制,结构单元的耐撞吸能水平得到大幅提高。

2)结合分级递进优化方法和 NSGA - Ⅱ算法的耐撞性多目标优化模型的优化效率较高,有效地提高了结构单元的耐撞吸能水平,指导了结构单元的参数优化设计,且优化结果满足制造工艺要求,具有较高的工程应用价值。

参考文献(References)

[1] 赵效东. 海洋工程结构物碰撞失效准则研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2010.
ZHAO Xiaodong. Research of failure criterion of offshore structural collision [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2010. (in Chinese)

[2] Ahmad Z, Thambiratnam D P. Application of foam-filled conical tubes in enhancing the crashworthiness performance of vehicle protective structures [J]. International Journal of Crashworthiness, 2009, 14(4): 349 - 363.

[3] Zhang Y, Sun G Y, Li G Y, et al. Optimization of foam-filled bitubal structures for crashworthiness criteria [J]. Materials & Design, 2012, 38: 99 - 109.

[4] Zarei H R, Kroger M. Optimization of the foam-filled aluminum tubes for crush box application [J]. Thin-Wall Structures, 2008, 46(2): 214 - 221.

[5] Sun F F, Fan H L, Zhou C W, et al. Equivalent analysis and failure prediction of quasi-isotropic composite sandwich cylinder with lattice core under uniaxial compression [J]. Composite Structures, 2013, 101: 180 - 190.

[6] ABAQUS Inc., Ltd.. ABAQUS theory manual. V 6.12[M]. Rhode Island, USA: ABAQUS Inc., Ltd, 2012.

[7] 庄茁, 由小川, 廖剑晖, 等. 基于 ABAQUS 的有限元分析和应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2009: 219 - 223.
ZHUANG Zhuo, YOU Xiaochuan, LIAO Jianhui, et al. Finite element analysis and application based on ABAQUS[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2009: 219 - 223. (in Chinese).

[8] ASTM. Standard test method for high speed puncture properties of plastics using load and displacement sensors: ASTM D3763 - 06[S]. USA: ASTM International, 2008.

[9] Yin H F, Wen G L, Hou S J, et al. Multi-objective crashworthiness optimization of functionally lateral graded foam-filled tubes [J]. Materials and Design, 2013, 44: 414 - 428.

[10] Deb K. Multi-objective optimization using evolutionary algorithms [M]. UK: John Wiley and Sons Ltd, 2001: 292 - 301.

[11] Deb K, Pratap A, Agarwal S, et al. A fast and elitist multi-objective genetic algorithm: NSGA-II [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182 - 197.

(上接第 108 页)

参考文献(References)

[1] Thom K, Norwood J. Theory of electromagnetic accelerator for achieving hypervelocities: NASA-TN-D-886 [R]. NASA Technical Reports Server, 1961.

[2] Mongeau P. Analysis of helical brush commutation[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1984, 20(2): 231 - 234.

[3] Snow W R, Willig R L. Design criteria for brush commutation high speed traveling wave coilguns[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1991, 27(1): 654 - 659.

[4] Engel T G, Nunnally W C, Neri J M. Development of a medium-bore high-efficiency helical coil electromagnetic launcher[J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2004, 32(5): 1893 - 1895.

[5] Nunnally W C, Huenefeldt S M, Engel T G. Performance and scalability of MJ sequentially fired pulse forming networks for linear and nonlinear loads[J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2007, 35(2): 484 - 490.

[6] Engel T G, Veracka M J. The voltage-current scaling relationship and impedance of DC electromagnetic launchers[J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2015, 43(5): 1271 - 1276.

[7] Engel T G, Nunnally W C, Neri J M. High-efficiency, medium-caliber helical coil electromagnetic launcher [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2005, 41(11): 4299 - 4303.

[8] Engel T G, Neri J M, Veracka M J. Solid-projectile helical electromagnetic launcher[J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2009, 37(4): 603 - 607.

[9] 王莹, 肖峰. 电炮原理[M]. 北京: 国防工业出版社, 1995: 94.
WANG Ying, XIAO Feng. Principle of electric gun[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1995: 94. (in Chinese)

[10] Engel T G, Veracka M J, Neri J M. The specific-force performance parameter for electromagnetic launchers [J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2010, 38(2): 194 - 198.

[11] Engel T G, Neri J M, Veracka M J. The maximum theoretical efficiency of constant inductance gradient electromagnetic launchers[J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2009, 37(4): 608 - 614.

[12] Musolino A, Rizzo R. Numerical analysis of brush commutation in helical coil electromagnetic launchers [J]. IET Science, Measurement & Technology, 2011, 5(4): 147 - 154.

[13] Musolino A, Rizzo R. Numerical modeling of helical launchers[J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2011, 39(3): 935 - 940.