

DOI: 10.11883/bzycj-2021-0527

仿生多胞薄壁管耐撞性分析及优化*

牛 枏¹, 黄 晗², 向枳昕², 闫庆昊², 陈金宝², 许述财³

(1. 斯克莱德大学工程学院, 苏格兰 格拉斯哥 G1 1XQ;

2. 南京航空航天大学航天学院, 江苏 南京 211106;

3. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084)

摘要: 为提高薄壁管结构耐撞性, 以雀尾螳螂虾螯为仿生原型, 结合仿生学设计方法, 设计一种含正弦胞元的多胞薄壁管结构。以初始峰值载荷、比吸能和碰撞力效率为耐撞性指标, 通过有限元数值模拟分析了不同碰撞角度(0°、10°、20°和30°)条件下, 仿生胞元数对薄壁管耐撞性的影响, 通过多目标的复杂比例评估法获取仿生薄壁管的最优胞元数。基于不同碰撞角度权重因子组合, 设置了4种单一角度工况和3种多角度工况, 采用多目标粒子群优化方法获取了不同工况下薄壁管结构最优胞元高宽比和壁厚。复杂比例评估结果表明, 胞元数为4的薄壁管为最优晶胞数仿生薄壁管。优化结果表明, 单一角度工况下, 最优结构参数高宽比的范围为0.88~1.50, 壁厚的范围为0.36~0.60 mm, 碰撞角度为0°和10°的最优高宽比明显小于碰撞角度为20°和30°的; 多角度工况下, 最优高宽比范围为1.01~1.10, 壁厚范围为0.49~0.57 mm。

关键词: 多胞薄壁管; 耐撞性; 多目标优化; 仿生设计; 冲击

中图分类号: O383

国标学科代码: 13035

文献标志码: A

Crashworthiness analysis and optimization on bio-inspired multi-cell thin-walled tubes

NIU Cong¹, HUANG Han², XIANG Zhixin², YAN Qinghao², CHEN Jinbao², XU Shucan³

(1. College of Engineering, University of Strathclyde, Glasgow G1 1XQ, Scotland, UK;

2. College of Astronautics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 211106, Jiangsu, China;

3. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: To improve the crashworthiness of thin-walled tube structures, a series of bio-inspired multi-cell thin-walled tubes with sinusoidal cells (abbreviated BSTs) were designed based on the dactyl club microstructure of *Odontodactylus scyllarus* (*O. scyllarus*) using bionic design methods. By taking initial peak load, specific energy absorption and crushing force efficiency as crashworthiness indexes, the influences of cell numbers on the crashworthiness of the BSTs under different impact angles (0°, 10°, 20° and 30°) conditions were analyzed under low-velocity impact condition using the nonlinear finite element (FE) method through LS-DYNA. The optimal number of bionic cells was obtained using complex proportion assessment. A complex proportional assessment (COPRAS) method was used to select the optimal number configuration under multiple loading angles. Base on the combination of weight factor values of different impact angles, four single-angle cases (1–4) and three multi-angle cases (5–7) were set. A metamodel-based multi-objective optimization method based on polynomial regression (PR) metamodels and a multi-objective particle optimization (MOPSO) algorithm were employed to

* 收稿日期: 2021-12-23; 修回日期: 2022-06-29

基金项目: 国家自然科学基金(11902157);

南京航空航天大学校人才科研启动基金(1011-YAH20001)

第一作者: 牛 枏(1992—), 男, 博士, cong.niu@strath.ac.uk

通信作者: 黄 晗(1989—), 男, 博士, 副研究员, huanghan@nuaa.edu.cn

optimize the dimensions of the optimal cell number configuration, where the initial peak load, specific energy absorption and crushing force efficiency were taken as objectives and the height-width ratio and thickness were regarded as the design variables. According to the results of the COPRAS method, the BST with four sinusoidal cells was determined to be the best design based on the multi-criteria process. The optimization results of single-angle cases show that, the optimal height-width ratio ranges from 0.88 to 1.50, and the optimal thickness ranges from 0.36 mm to 0.60 mm. The optimal height-width ratios of cases 1–2 are significantly smaller than those of cases 3–4. The BST with four sinusoidal cells has the maximum optimal thickness of 0.6 mm when the impact angles is 0° . For multi-angle cases, the optimal height-width ratio ranges from 1.01 to 1.10, and the optimal thickness ranges from 0.49 mm to 0.57 mm. The results above are helpful for exploring the lightweight design of new thin-walled tube structures and providing new ideas for their application in energy absorption and crashing field.

Keywords: multi-cell thin-walled tube; crashworthiness; multi-objective optimization; bionic design; impact

轻量化缓冲吸能结构在车辆碰撞、船舶撞击、飞行器着陆等冲击过程中发挥着重要的作用。近年来,随着仿生薄壁结构构型设计和力学性能研究的不断发展,仿生薄壁结构在缓冲吸能方面受到了重视,包括仿生多胞薄壁管结构和仿生夹芯结构。相较于传统铝蜂窝和泡沫金属等结构,仿生薄壁管结构具有承载所需高比强度和高比刚度的同时,拥有更高的比吸能和超低的密度,使得仿生薄壁结构在缓冲吸能方面具有一定的潜力。

随着工程仿生技术的迅速发展^[1],学者们采用结构仿生原理对薄壁管结构进行了研究。Yin 等^[2]受楔叶类植物茎秆启发,设计了一种双层多胞薄壁管,探讨了径向载荷条件下晶胞数和内管直径对薄壁管耐撞性的影响,发现仿生薄壁管的耐撞性优于普通方管和圆管。于鹏山等^[3]设计了一种双菱形肋骨胞元的仿竹双层薄壁圆管,分析了双菱形肋骨数、内管直径和壁厚等因素对新型仿竹薄壁管耐撞性和变形模式的影响,该新型仿竹薄壁圆管与传统双圆管相比,比吸能和压缩力效率分别提高了 83.61% 和 198.65%。Song 等^[4]设计了厚度梯度分布的仿生薄壁管,与均匀壁厚圆柱管相比,仿生薄壁管在质量减少 19.3% 的同时,吸能增加了 6.2%,峰值载荷降低了 28.23%。许述财等^[5]基于竹材维管束梯度分布结构,设计了一种含仿生单元的多胞薄壁管,对结构进行了轴向吸能碰撞数值模拟分析,并通过优化得到了仿生管的最优解,发现该仿生设计和优化方法可提高薄壁管的吸能特性,为薄壁管的优化设计提供了新思路。Xu 等^[6]以蒲草茎秆和竹材为仿生原型,研制了一种汽车保险杠横梁和吸能盒,结果表明该仿生保险杠相较于普通保险杠,具有更小的压缩位移和质量,以及更大的比吸能。基于竹节和竹节隔膜结构,Liu 等^[7]设计了一种含隔板的仿生非凸多胞薄壁管,通过分析该薄壁管的变形模式,发现该仿生管中隔板结构的存在使得它的变形模式由扩张收缩变形变为渐变变形,相较于无隔板的薄壁管,该仿生管具有更高的吸能效率,该结构可作为一种新型的汽车吸能结构。陈晓薇等^[8]依据方竹结构对薄壁管截面形状进行了仿生设计,采用 ABAQUS 有限元软件建立了方竹结构有限元分析模型,对不同截面形状和竹节节数的薄壁管耐撞性进行了数值模拟分析;结果表明,该仿生薄壁管具有较好的耐撞性和变形稳定性,相对于普通结构薄壁管,它的比吸能提高了 22.64%,峰值载荷降低了 16.8%,为车辆电池箱体轻量化和耐撞性优化设计提供了一定的理论基础。基于牛角骨芯微观结构特征,邹猛等^[9]和 Liu 等^[10]设计了具有牛角结构特征的仿生多胞锥管,在轴向和横向碰撞时,该仿生管较四晶胞锥管和普通圆锥管具有更好的耐撞性能,该研究为车辆吸能元件的研发提供了参考。霍鹏等^[11]基于鹿角骨单位结构特征,结合结构仿生学原理设计了内径相同、外径等梯度逐层递减的仿生薄壁管;通过有限元数值模拟和试验验证,探究了斜向冲击时该仿生薄壁管的吸能特性;研究表明,将鹿角骨单位的结构特征应用到薄壁管的设计中可以表现出优异的耐撞性能,优化出的结构参数可为车辆吸能元件的设计提供参考。Palombini 等^[12]设计了一种含双心形仿生晶胞的四层薄壁管结构,该结构中晶胞模仿了维管束在竹材中的梯度分布,压缩数值模拟分析结果表明,与单圆形、双圆形和椭圆形晶胞薄壁管相比,双心形仿生晶胞薄壁管轴向压缩强度分别提高了 11%、14% 和 8%。综上所述,仿生薄壁管原型主要包括竹材/木材、植物茎秆、动物骨芯等,可将生物结

构特征与普通薄壁管(圆形管、方形管等)结合设计出仿生薄壁管。仿生薄壁管在提高比吸能、降低峰值载荷方面表现出一定潜力。近年来,研究人员通过发掘新的仿生原型,将具有优异力学特性的生物结构应用于新型薄壁管设计中,成为提高薄壁管耐撞性途径之一。

雀尾螳螂虾螯具有较好的抗冲击特性,杨欣等^[13]和 Huang 等^[14]通过结构仿生原理设计了仿虾螯薄壁结构,在提高耐撞性方面具有一定优势,但该结构在工程应用方面存在局限性。在此基础上,为进一步提高薄壁管结构的耐撞性,受雀尾螳螂虾螯抗冲击区域周期性微观结构启发,设计一种新型双层仿生多胞薄壁管结构,该结构包含正弦胞元;开展不同冲击角度下的仿生多胞薄壁管耐撞性有限元数值模拟分析,分析胞元数对薄壁管耐撞性影响;采用多目标的复杂比例评估法获取最优仿生胞元数,采用多目标粒子群优化方法得到薄壁管结构最优参数胞元高宽比 η 和厚度 t ;以期该研究可有助于探索新型多胞元缓冲结构轻量化设计,促进仿生薄壁结构在需要缓冲吸能/耐冲击工程中的应用。

1 仿生薄壁管数值模拟分析

1.1 多胞薄壁管结构仿生设计

雀尾螳螂虾(见图 1(a))属于软甲纲、齿指虾蛄科的节肢动物,其前螯进化成锤状结构,主要用于捕食水底腹足类、双壳类、甲壳类动物。雀尾螳螂虾通过快速弹射前螯,可轻易敲碎猎物坚硬外壳。高速冲击过程中,虾螯瞬时速度范围为 $14\sim 20$ m/s,且在 2.7 ms 内承受超过 $6.5\times 10^4\sim 10.4\times 10^4$ m/s² 的加速度,承受冲击载荷达到 1.5 kN^[15]。研究表明,虾螯能够承受较高强度的冲击,并能够通过自身结构吸收冲击能量,呈现出优异的高强、止裂、耐冲击等特性^[16-18]。

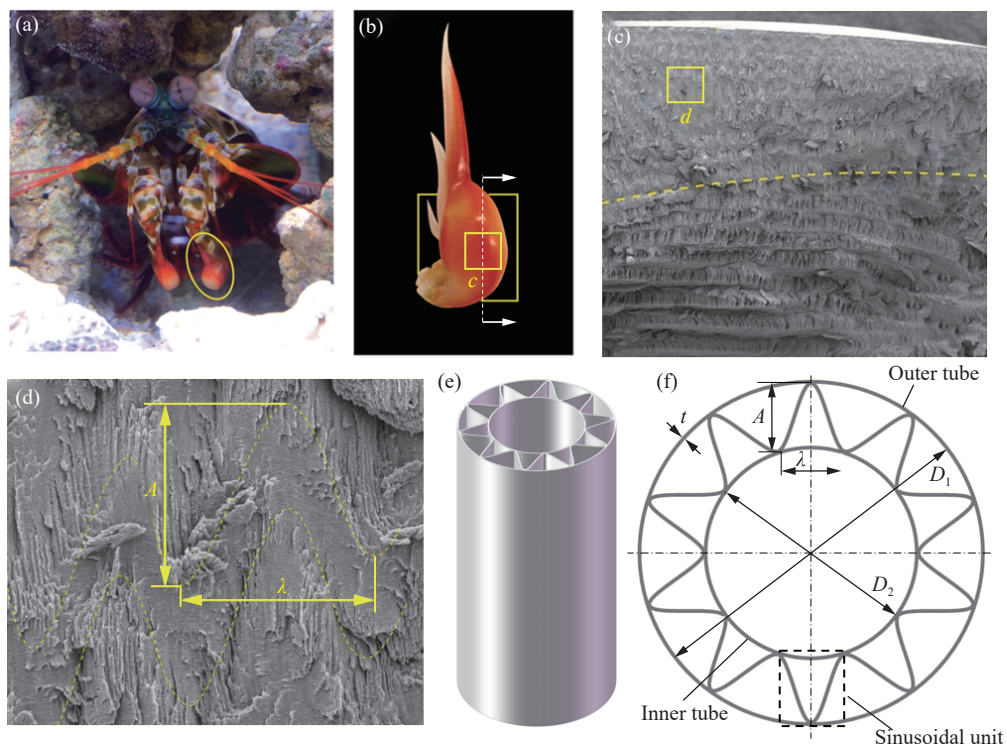


图 1 虾螯宏观结构^[19]及仿生多胞管设计

Fig. 1 Macro-micro structure of shrimp chela^[19] and bionic design for multi-cell tube

微观分析发现,虾螯前端趾(见图 1(b))顶部为与外界载荷接触部分,最外层结构由类似水晶矿物质组成,内层由平行的层叠状纤维结构组成,坚硬的外层和稍软的内层共同组成抗冲击区域(见图 1(c))^[19]。

通过电镜扫描虾螯抗冲击区域微观结构(见图 1(c)),发现沿载荷冲击方向存在近似的周期性的正弦形单元,对正弦形单元采用高度 A 和宽度 λ 进行表征。

基于上述分析,设计了正弦仿生胞元薄壁管结构(bio-inspired multi-cell thin-walled tubes with sinusoidal cells, BSTs),包括内管、外管和正弦形胞元结构,如图 1(e) 和 (f) 所示,其中正弦高度 A 和宽度 λ 的比值定义为高宽比 η 。为探讨正弦形胞元数目对仿生薄壁管耐撞性影响,设计了不同数目(1~10 个)的仿生胞元,分别命名为 BST-1~BST-10 等,如图 2 所示。仿生薄壁管外管直径 D_1 为 50 mm,内管直径 D_2 由 A 决定,壁厚 t 为 0.3 mm,正弦形胞元高度 A 和宽度 λ 均为 10 mm。

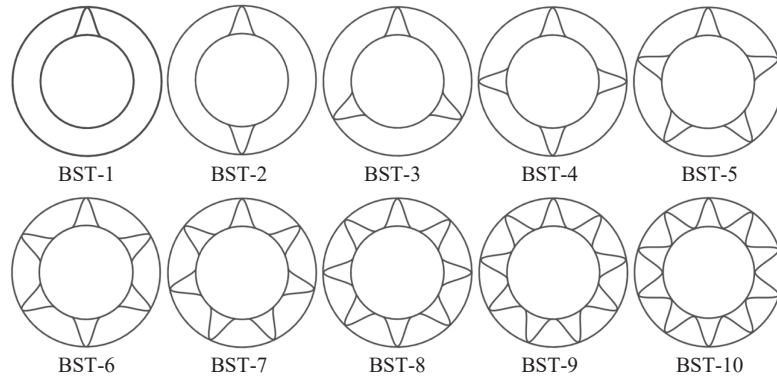


图 2 不同胞元数目的仿生管截面

Fig. 2 Sections of bionic tubes with different cell numbers

1.2 仿生薄壁管有限元分析与验证

为探讨胞元数目对薄壁管耐撞性的影响规律,采用有限元软件 Hypermesh 和 Ls-Dyna 开展数值模拟分析^[1],在薄壁管顶端施加 100 kg 的刚性墙,材料编号为 MATL20,底部为受 6 个自由度约束的固定刚性墙,碰撞速度设置为 10 m/s,碰撞角度 α 为 0° 、 10° 、 20° 和 30° ^[20],如图 3 所示。刚性墙和薄壁管间接触设置为面面接触,摩擦因数设置为 0.3。选用 1061 铝合金作为薄壁管的材料,Hypermesh 中对应材料为 MATL_24,材料密度为 $2.7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,屈服强度为 65 MPa,极限强度为 74 MPa,弹性模量为 68 GPa,泊松比为 0.33^[21]。模型采用四边形 Belytschko-Tsay 壳单元,积分点数目为 5^[20]。通过分析不同网格尺寸下的碰撞载荷(见图 4)发现,单元网格尺寸为 $0.5 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$ 和 $1.0 \text{ mm} \times 1.0 \text{ mm}$ 时,碰撞力随位移的变化曲线相接近,两者相对误差不高于 3%。综合考虑数值模拟时长和精度,最终模型的单元网格尺寸采用 $1.0 \text{ mm} \times 1.0 \text{ mm}$ 。

为验证仿生薄壁管有限元模型的有效性,开展了试验验证,对样件采用线切割进行加工,考虑成本因素,并未对所有不同数目胞元仿生管进行验证,冲击试验设备和样件如图 5 所示。试验和数值模拟的载荷曲线如图 6 所示,两者的初始峰值载荷和平均载荷的相对误差分别为 4.4% 和 4.29%,表明仿生薄壁管有限元模型具有较好的准确性,在此基础上,可进一步开展仿生薄壁管有限元分析。

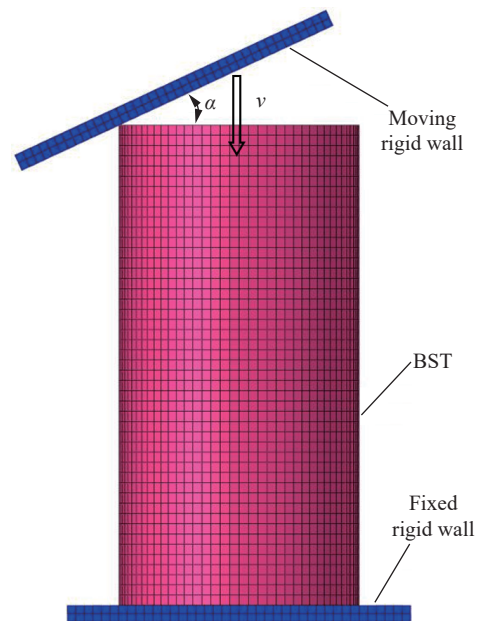


图 3 仿生薄壁管(BST)的有限元模型

Fig. 3 A finite element model for bio-inspired sinusoidal cell tubes (BSTs)

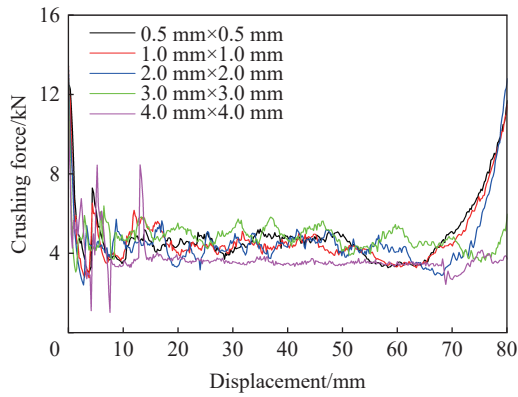


图 4 不同网格尺寸下的碰撞力随位移变化曲线
Fig. 4 Crushing force varying with displacement under different mesh size cases



图 5 试验设备和样件
Fig. 5 Testing equipment and specimen

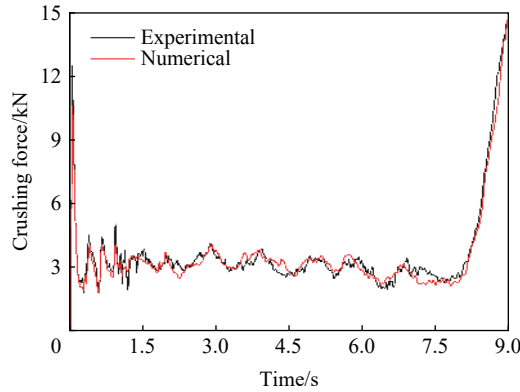


图 6 碰撞力随时间的变化
Fig. 6 Crushing force varying with time

1.3 耐撞性指标

为评估薄壁管结构耐撞性, 一般将峰值载荷 F_p 、比吸能 E_s 和碰撞力效率 C_f 作为指标, 表达式如下:

$$E_s = \frac{E}{m}, \quad E = \int_0^x F(x)dx, \quad C_f = \frac{F_a}{F_p} \quad (1)$$

式中: E_s 为薄壁管比吸能, E 为薄壁管吸收的总能量, m 为薄壁管质量, $F(x)$ 为碰撞载荷, x 为压缩位移, F_a 为平均碰撞载荷。

过大的峰值载荷 F_p 会导致碰撞的加速度较大, 耐撞性变差; E_s 为单位质量的能量吸收率, E_s 越大, 表明相同质量结构吸收的能量越多, 结构耐撞性越好; C_f 越大, 平均载荷越接近峰值载荷, 表明碰撞过程中薄壁管载荷波动越小, 其耐撞性越好。因此, 结构的耐撞性与 F_p 负相关, 与 E_s 和 C_f 正相关。

1.4 复杂比例评估方法

为了选出仿生薄壁管中最优胞元数 N , 采用多目标的复杂比例评估 (complex proportional assessment, COPRAS) 法。该方法被广泛用于多目标问题决策^[22], 具体步骤如下^[20]。

(1) 建立初始决策矩阵 Y , 计算标准化决策矩阵 D :

$$Y = [y_{ij}]_{mn} = \begin{bmatrix} y_{11} & y_{12} & \cdots & y_{1n} \\ y_{21} & y_{22} & \cdots & y_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ y_{m1} & y_{m2} & \cdots & y_{mn} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$D = [d_{ij}]_{mn} = \left[\frac{y_{ij}}{\sum_{i=1}^m y_{ij}} \right]_{mn} \quad (3)$$

式中: y_{ij} 为第 i 个待选目标的第 j 个耐撞性指标数值, m 为待选目标数目, n 为指标数, d_{ij} 为 y_{ij} 的标准化数值。

(2) 确定指标的权重 w_j 。

采用层次分析法 (analytic hierarchy process, AHP) 对耐撞性指标进行两两比较, 并给出相应的分值, 分值越大表明其越重要。首先, 需建立耐撞性指标间的对比矩阵 A , 如下:

$$A = [a_{ij}]_{mn} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \cdots & a_{mn} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: a_{ij} 为第 i 个指标与第 j 个指标相比, 其重要度数值, $a_{ij}=1$ 表示 i 个指标与第 j 个指标相比, 结果为同等重要, $a_{ij}=3$ 表示 i 个指标与第 j 个指标相比, 稍微重要, $a_{ij}=2$ 表示 i 个指标与第 j 个指标相比, 介于同等重要和稍微重要之间。 a_{ij} 取值为 1、2 或者 3。 $i=1, 2, 3$ 时, 对应的耐撞性指标分别为 F_p 、 E_s 和 C_1 。对比矩阵中元素存在如下性质:

$$a_{ji} = \frac{1}{a_{ij}}, \quad a_{ii} = a_{jj} = 1 \quad (5)$$

根据上述对比矩阵, 进一步计算得到最大特征值 ζ_{\max} 和归一化的特征向量 W :

$$AW = \zeta_{\max} W, \quad W = [w_1, w_2, \dots, w_n]^T \quad (6)$$

式中: w_1 、 w_2 和 w_n 分别表示第 1、第 2 和第 n 指标的权重系数。

(3) 计算加权的标准化决策矩阵 R :

$$R = [r_{ij}]_{mn} = [d_{ij}w_j]_{mn} \quad (7)$$

式中: r_{ij} 为加权后的 d_{ij} 数值, w_j 为第 j 个指标的权重系数。

(4) 计算有利和不利于耐撞性指标的加权标准化数值:

$$S_{+i} = \sum_{j=1}^m r_{+ij}, \quad S_{-i} = \sum_{j=1}^m r_{-ij} \quad (8)$$

式中: r_{+ij} 和 r_{-ij} 分别为有利和不利于耐撞性指标的加权标准化数值, S_{+i} 和 S_{-i} 为对应的求和值。

(5) 计算相对重要度 Q_i :

$$Q_i = S_{+i} + \frac{\sum_{i=1}^m S_{-i}}{S_{-i} \sum_{i=1}^m (1/S_{-i})} \quad (9)$$

式中: Q_i 值越大, 表明第 i 个目标的耐撞性越好。

2 数值模拟结果分析

2.1 耐撞性分析

不同碰撞角度下薄壁管变形和耐撞性指标结果分别如图 7~8 所示。由图 7 可知, 轴向碰撞 ($\alpha=0^\circ$) 时, 仿生管呈现渐进折叠模式, 斜向碰撞 ($\alpha=10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$) 时, 大部分的仿生管变形模式为顶部折叠变形和

底部弯曲变形。由图 8(a) 可知, 相较于轴向冲击, 斜向碰撞条件下的峰值载荷明显较低。晶胞数 N 相同时, 薄壁管峰值载荷随冲击角度的增大而逐渐减小; 峰值载荷随晶胞数增加则呈现增大趋势, 平均变化率分别为 5.64%(轴向)和 8.54%(斜向)。

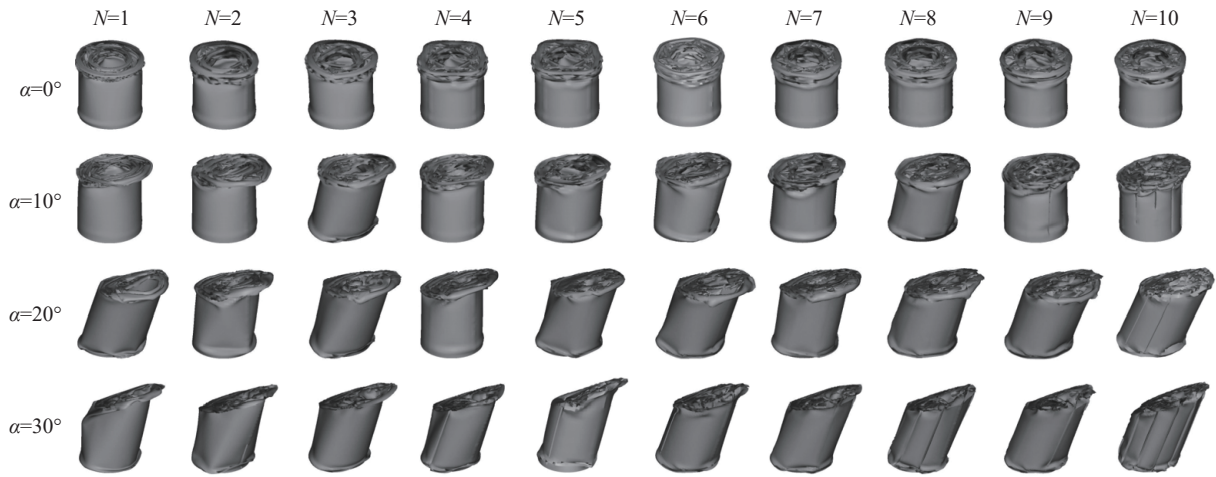


图 7 不同碰撞角度下薄壁管变形
Fig. 7 Deformation of BSTs at different impact angles

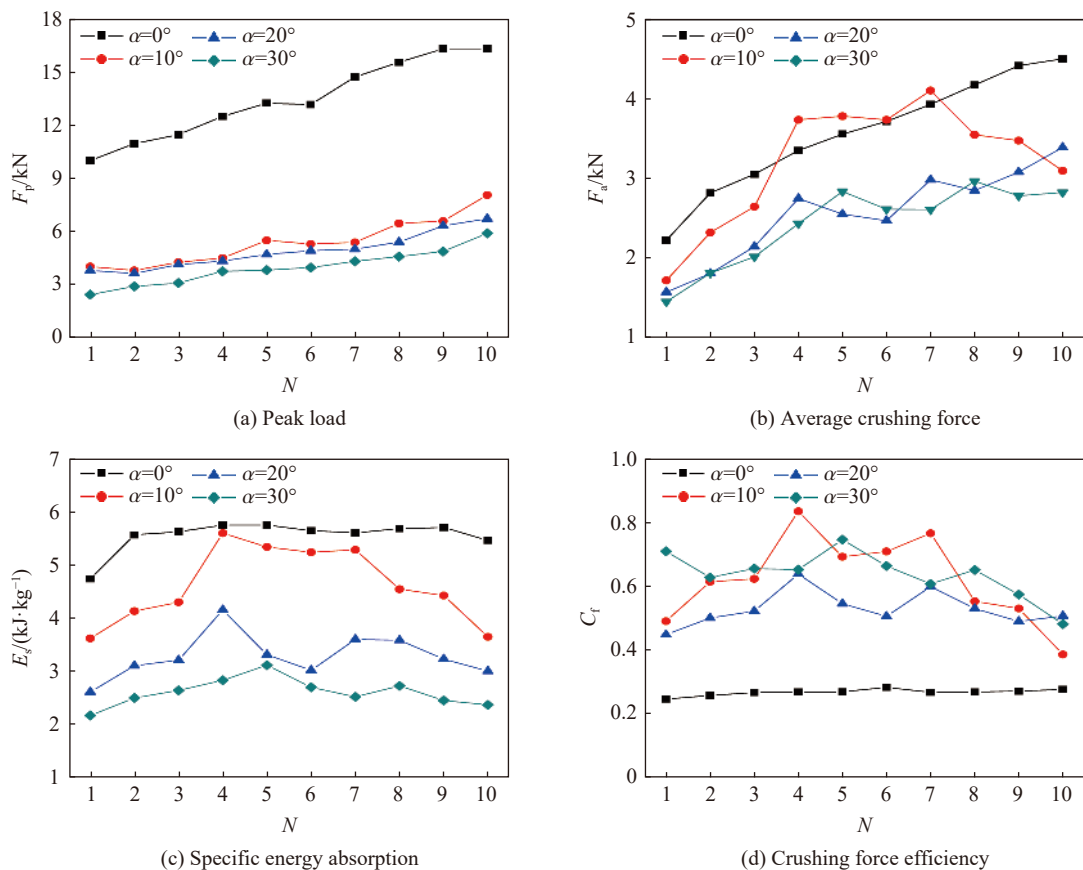


图 8 不同碰撞角度下薄壁管耐撞性指标结果随晶胞数的变化

Fig. 8 Crashworthiness indexes of BSTs varying with cell number at different impact angles

由图 8(b) 可知, 晶胞数相同时, 薄壁管平均载荷随冲击角度增大而逐渐减小, 平均减小了 11.03%。轴向冲击下, 平均载荷随晶胞数增加呈现增大趋势。相较于轴向冲击, $\alpha=10^\circ$ 时, 随着晶胞数增加, 平均

载荷先增加后减小, 最大值出现在 $N=7$; $\alpha=20^\circ$ 和 $\alpha=30^\circ$ 时的平均载荷小于 $\alpha=0^\circ$ 和 $\alpha=10^\circ$ 的, 且随着晶胞数增加, 平均载荷整体呈现增大趋势。 $\alpha=20^\circ$ 条件下, 平均载荷在 $N=5, 6, 8$ 时出现减小; 而 $\alpha=30^\circ$ 条件下, $N=5, 6$ 时平均载荷出现减小。

图 8(c) 为薄壁管比吸能随晶胞数变化规律。随着冲击角度增加, 薄壁管比吸能逐渐减小, 这是由于随着斜向冲击角度增大, 薄壁管底部弯曲变形导致无法有效吸收较多的碰撞能量。 $\alpha=0^\circ$ 时, 多晶胞要比单晶胞比吸能大; 当 $N \geq 2$ 时, 随着晶胞数增加, 比吸能的变化较小, 均值为 5.55 kJ/kg 。 $\alpha=10^\circ$ 时, 比吸能最大值为 5.58 kJ/kg , 当 $N \leq 4$ 时, 比吸能随晶胞数增加而增加; 当 $N=4, 5, 6, 7$ 时, 与 $\alpha=0^\circ$ 时的比吸能相接近; 当 $N > 7$ 时, 比吸能随晶胞数增加而减小。 $\alpha=20^\circ$ 和 $\alpha=30^\circ$ 时, 比吸能均值分别为 3.29 和 2.61 kJ/kg , 且小于 $\alpha=0^\circ$ 和 $\alpha=10^\circ$ 时的, 这是由于随着冲击角度的增大, 薄壁管底部变形导致倾斜, 使得冲击过程中吸能减少。

图 8(d) 为薄壁管碰撞力效率随晶胞数变化规律。轴向碰撞条件下的碰撞力效率明显低于斜向碰撞。 $\alpha=0^\circ$ 时, 碰撞力效率随晶胞数变化波动较小, 相对变化率均值为 2.54% 。 $\alpha=0^\circ$ 和 $\alpha=20^\circ$ 时, 碰撞力效率在 $N=4$ 时出现峰值, 分别为 0.83 ($\alpha=0^\circ$) 和 0.64 ($\alpha=10^\circ$)。碰撞角度由 10° 增加到 20° 时, 碰撞力效率平均降低了 11.34% , 这是由于随碰撞角度增加 20° 到, 峰值载荷平均减少 8.19% , 而吸能平均减少了 27.99% , 使得平均载荷降低幅度高于峰值载荷, 导致碰撞力效率降低; 碰撞角度由 20° 增大到 30° 时, 碰撞力效率平均提高了 20.03% , 这是由于碰撞角度由 20° 增大到 30° 时, 薄壁管平均载荷降低的幅度 (平均降低 0.12 kN) 较峰值载荷的 (平均降低 0.93 kN) 小, 因此, 碰撞力效率提高。

2.2 晶胞数选择

采用上述的复杂比例评估方法选出最优晶胞数的仿生薄壁管, 其中, F_p 为不利于耐撞性的指标, E_s 和 C_f 属于有利于耐撞性的指标。基于薄壁管轴向和斜向条件下的数值模拟结果, 由 9 个待选薄壁管和 3 个耐撞性指标构成了 9×3 初始矩阵, 采用式 (3) 对其进行标准化。采用标度法进行评估时, E_s 和 F_p 的重要程度稍高于 C_f , 因此, 与 C_f 相比较时, 对应的标度值取为 3; E_s 与 F_p 相比较时, 其重要程度介于稍微重要和同等重要之间, 标度值取为 2。耐撞性指标与自身相比时, 标度值均取为 1。对耐撞性指标进行两两比较, 对比矩阵结果如式 (10) 所示。

$$A = [a_{ij}]_{3 \times 3} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{2} & 3 \\ 2 & 1 & 3 \\ \frac{1}{3} & \frac{1}{3} & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

用 w_1 、 w_2 和 w_3 分别表示 F_p 、 E_s 和 C_f 的权重系数, 通过式 (6) 计算得到 $w_1=0.3325$, $w_2=0.5278$ 和 $w_3=0.1397$, 进一步获得加权的标准化决策矩阵。通过式 (8)~(9) 分别计算得到有利和不利属性下的加权标准化属性值 S_{+i} 和 S_{-i} , 以及目标的相对重要性 Q_i 值, 如表 1 所示。由表 1 可知, 随着晶胞数增加, 薄壁管排序呈现先增加后减小趋势, 即薄壁管的耐撞性随晶胞数增加先提高后降低。排序靠前 (前 5) 的薄壁管晶胞数不超过 5, 表明较多的晶胞数不利于提高薄壁管耐撞性。 $N=4$ 的薄壁管为最优晶胞数薄壁管。

表 1 复杂比例评价法计算结果

Table 1 Results calculated by the complex proportional assessment method

N	S_{+i}	S_{-i}	Q_i	排序
1	0.0146	0.0061	0.0255	5
2	0.0165	0.0064	0.0269	2
3	0.0164	0.0069	0.0260	3
4	0.0190	0.0075	0.0278	1
5	0.0177	0.0082	0.0259	4
6	0.0171	0.0082	0.0252	6
7	0.0177	0.0088	0.0252	7
8	0.0167	0.0096	0.0237	8
9	0.0161	0.0102	0.0227	9
10	0.0151	0.0111	0.0211	10

3 结构尺寸优化

为获取结构最优结构参数, 对上述四晶胞的 BST 结构进行尺寸优化, 优化目标包括峰值载荷 F_p 、比吸能 E_s 和碰撞力效率 C_f , 优化参数为胞元高宽比 η 和薄壁管厚度 t , η 范围设置为 $0.5 \sim 1.5$, t 范围设置

为 0.1 ~ 1.0 mm。优化问题可以描述为:

$$\min [F_p(\eta, t), -E_s(\eta, t), -C_f(\eta, t)] \quad 0.5 \leq \eta \leq 1.5, 0.1 \text{ mm} \leq t \leq 1.0 \text{ mm} \quad (11)$$

$$F'_p = \sum_{i=1}^k w_{\alpha i} F_{pi}, \quad E'_s = \sum_{i=1}^k w_{\alpha i} E_{si}, \quad C'_f = \sum_{i=1}^k w_{\alpha i} C_{fi} \quad \sum_{i=1}^k w_{\alpha i} = 1 \quad (12)$$

式中: F_{pi} 、 E_{si} 和 C_{fi} 分别为不同碰撞角度条件下的峰值载荷、比吸能和碰撞力效率; F'_p 、 E'_s 和 C'_f 分别为不同碰撞角度条件下的加权峰值载荷、比吸能和碰撞力效率; $w_{\alpha i}$ 为碰撞角度权重因子, $i=1, 2, 3, 4$, $w_{\alpha 1}$, $w_{\alpha 2}$, $w_{\alpha 3}$ 和 $w_{\alpha 4}$ 分别为 $\alpha=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ 时的碰撞角度权重因子。

本文中设计 7 种工况, 如表 2 所示, 包括单一角度工况(工况 1~4)和考虑多碰撞角度因素的多角度工况(工况 5~7)。单一角度工况中, 工况 1~4 对应的碰撞角分别为 $0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ 和 30° 。多角度工况中, 在对不同碰撞角度对比时, 分为 3 种不同情况: 耐撞性指标随着角度的增大, 赋予的权重逐渐增大(工况 5)、不变(工况 6)和减小(工况 7)。以工况 5 为例, 不同碰撞角度的对比矩阵为:

$$A = [a_{ij}]_{4 \times 4} = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 & 4 \\ \frac{1}{2} & 1 & 2 & 3 \\ \frac{1}{3} & \frac{1}{2} & 1 & 2 \\ \frac{1}{4} & \frac{1}{3} & \frac{1}{2} & 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

通过式 (6), 计算得到权重因子值, 不同工况下碰撞角度的权重因子如表 2 所示。

表 2 不同工况的角度权重因子值

Table 2 The values of angle weight for different design cases

工况	$w_{\alpha 1}$	$w_{\alpha 2}$	$w_{\alpha 3}$	$w_{\alpha 4}$
1 ($\alpha=0^\circ$)	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2 ($\alpha=10^\circ$)	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000
3 ($\alpha=20^\circ$)	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000
4 ($\alpha=30^\circ$)	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000
5	0.4668	0.2776	0.1603	0.0953
6	0.2500	0.2500	0.2500	0.2500
7	0.0953	0.1603	0.2776	0.4668

为解决式 (11) 中的多目标优化问题, 采用多目标粒子群优化方法, 该方法被广泛应用于薄壁结构耐撞性优化^[20, 22]。采用多项式作为优化的元模型, 拟合获取峰值载荷、比吸能和碰撞力效率关于结构参数 η 和 t 的对应关系。模型精度通过平均相对误差 δ 和均方根误差 R_m 进行评估:

$$\delta = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^n \left(\frac{p_i - p'_i}{p_i} \right) \times 100\%, \quad R_m = \sqrt{\frac{1}{k} \sum_{i=1}^n (p_i - p'_i)^2} \quad (14)$$

式中: p_i 和 p'_i 分别表示模型计算值和数值模拟值, k 为数值模拟次数。

模型预测误差分析如表 3 所示。随着碰撞角度的增大, 数值模拟值和模型预测值平均相对误差逐渐增大, 总体不超过 10%。峰值载荷、比吸能和碰撞力效率的均方根误差 R_m 分别不超过 0.4 kN、0.431 kJ/kg 和 0.07。表明近似模型能够准确预测优化目标的峰值载荷 F_p 、比吸能 E_s 和碰撞力效率 C_f 。不同角度加权工况下, 模型预测的峰值载荷、比吸能和碰撞力效率如图 9 所示。

优化目标包括峰值载荷和比吸能, 由于两者单位不统一, 需要对指标采用 Min-max 法进行归一化处理, 通过对无量纲化指标的优化, 得到不同工况下优化结果的粒子群边界, 如图 10 所示。为进一步获取

全局最优解, 采用最小距离选择法^[13] 进行选取:

$$\min D = \sqrt{(F''_{p,i} - F''_{p,\min})^2 + (E''_{s,i} - E''_{s,\max})^2 + (C''_{f,i} - C''_{f,\max})^2} \quad (15)$$

式中: $F''_{p,i}$ 为第 i 个归一化的加权峰值载荷, $E''_{s,i}$ 为第 i 个归一化的加权比吸能, $C''_{f,i}$ 为第 i 个归一化的加权碰撞力效率, $F''_{p,\min}$ 、 $E''_{s,\max}$ 和 $C''_{f,\max}$ 分别为归一化的加权峰值载荷最小值、加权比吸能最大值和加权碰撞力效率最大值。

表 3 模型误差分析

Table 3 Error analysis of model

$\alpha/(\circ)$	F_p		E_s		C_f	
	$\delta/\%$	R_m/kN	$\delta/\%$	$R_m/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	$\delta/\%$	R_m
0	0.14	0.016	0.77	0.068	0.78	0.003
10	5.56	0.379	1.35	0.11	4.83	0.07
20	5.85	0.178	5.75	0.431	3.36	0.034
30	9.98	0.339	4.96	0.276	8.15	0.067

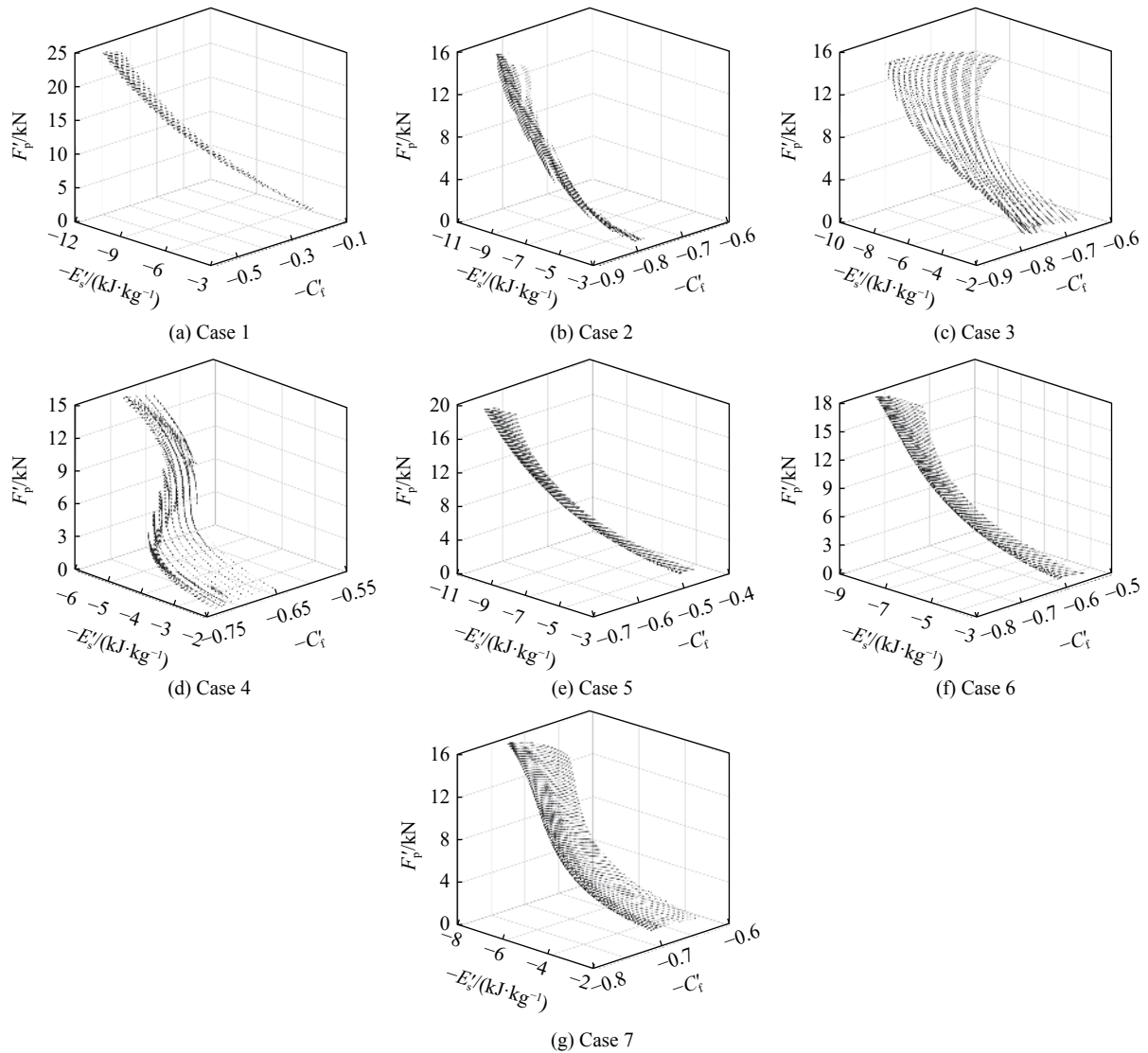


图 9 不同工况下模型预测的耐撞性指标

Fig. 9 Predicted crashworthiness indexes under different cases

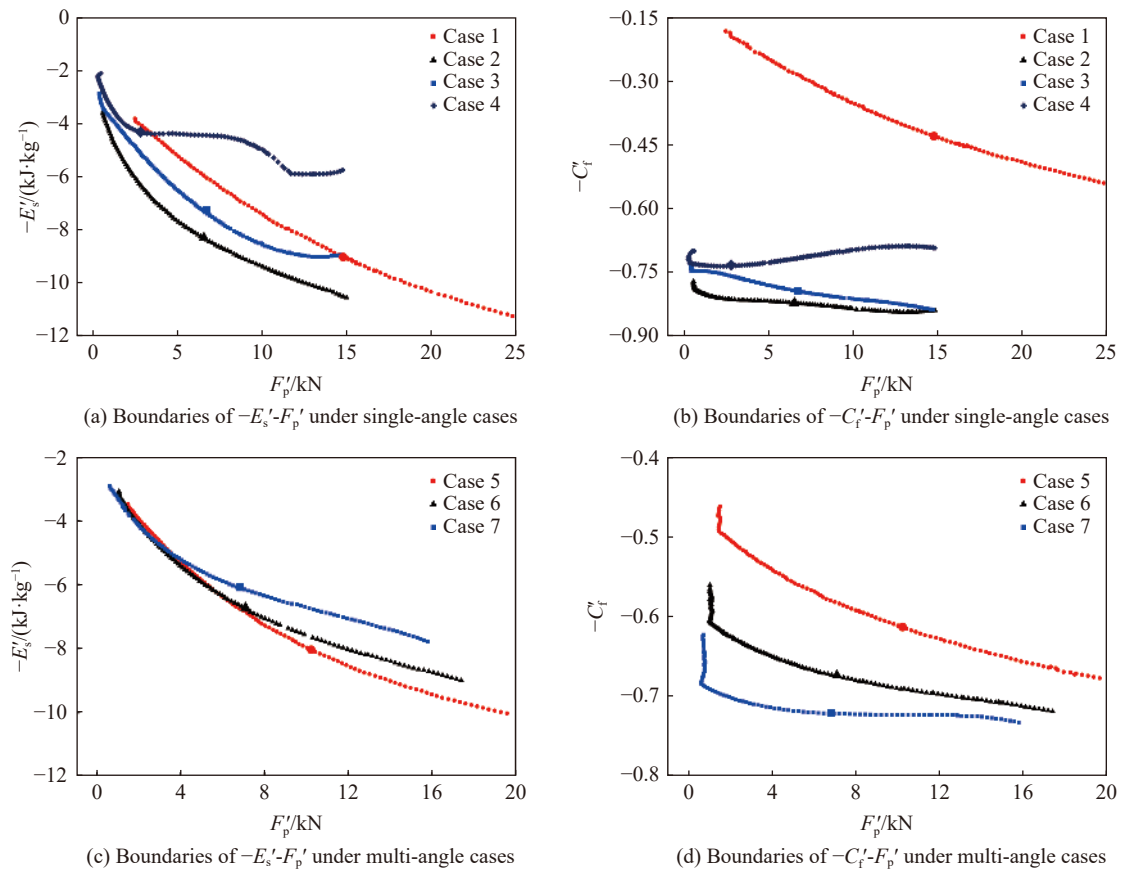


图 10 不同工况下优化结果粒子群边界

Fig. 10 Particle swarm boundaries of optimization results under different design cases

图 10 为不同工况下的最优结果(图中实心数据点),即结构具有相对较小的初始峰值载荷、较高的比吸能和碰撞力效率。由图 10(a)可知,工况 2 的 $-E_s' - F_p'$ 粒子群边界始终位于其他工况的左下方,表明峰值载荷相同时,在工况 2 下能吸收更多的能量。当碰撞角度由 10° 增大到 30° 时,粒子群边界向上方移动,表明峰值载荷相同时,比吸能降低,耐撞性逐渐变差。由图 10(b)可知,工况 1 的 $-C_t' - F_p'$ 粒子群边界,位于其他工况的右上方,表明峰值载荷相同时,轴向的碰撞力效率低于斜向的。斜向碰撞时,粒子群边界的 C_t' 位于 0.65 和 0.90 之间,且随碰撞角度的增大向上方移动,表明耐撞性逐渐变差。

图 10(c)~(d) 为多角度工况下的粒子群边界。从工况 5 变化到工况 7 时,最优结果中的 F_p' 和 E_s' 逐渐减小, C_t' 逐渐增大。由图 10(c)可知,从工况 5 变化到工况 7 时, $-E_s' - F_p'$ 粒子群边界整体呈现向右上方移动趋势,表明薄壁管吸能特性逐渐变差。这是由工况 1 和工况 2 的权重逐渐减小,工况 3 和工况 4 的权重逐渐增大所导致的。当 F_p' 小于 4 kN 时,3 种多角度工况的 $-E_s' - F_p'$ 粒子群边界交织重叠,表明此时的权重因子影响不明显。由图 10(d)可知,从工况 5 变化到工况 7 时, $-C_t' - F_p'$ 粒子群边界向左下方移动,表明薄壁管在相同峰值载荷条件下的碰撞力效率逐渐提高;工况 6 的 $-C_t' - F_p'$ 粒子群边界位于工况 5 和工况 7 的中间,且无交织重叠,表明此时的权重因子对 C_t' 的影响较对 E_s' 的影响大。

表 4 为单一角度工况下薄壁管最优结构参数及对应的耐撞性指标值。由表 4 可知,最优结构参数 η 的范围为 0.88~1.50, t 的范围为 0.36~0.60 mm。单一角度工况下,工况 1 和工况 2 的最优高宽比 η 明显小于工况 3 和工况 4 的。结果表明,斜向碰撞角度 α 大于 20° 时,薄壁管具有较小的内径 D_2 ,使得内管位置远离外管,整体结构底部抗弯曲能力增强,有利于提高薄壁管的耐撞性。工况 1 具有最大的最优厚度 $t=0.60$ mm,且明显大于工况 4 的 $t=0.36$ mm,工况 2 和工况 3 的最优厚度 t 相接近。最优耐撞性指标

中, 轴向碰撞下的 F_p 为 14.78 kN, 明显高于斜向碰撞工况下的; 随着碰撞角度的增大, 最优 E_s 平均减少了 20.23%; 斜向碰撞工况的最优 C_f 均超过 0.7, 高于轴向碰撞下的 0.4。

表 4 单一角度工况下的最优结果

Table 4 The optimal results for single-angle cases

工况	$\alpha/(\circ)$	η	t/mm	F_p/kN	$E_s/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	C_f
1	0	0.88	0.60	14.78	9.03	0.43
2	10	0.71	0.56	6.55	8.30	0.82
3	20	1.23	0.55	6.74	7.28	0.79
4	30	1.50	0.36	2.81	4.35	0.72

多角度工况下最优结果如表 5 所示, 最优结构参数 η 的范围为 1.01~1.10, 壁厚 t 范围为 0.49~0.57 mm。工况 6 和工况 7 的最优高宽比 η 相接近, 约为 1.1, 大于工况 5 的 1.01。从工况 5 变化到工况 7 时, 最优高宽比 η 增大了 7.92%, 厚度 t 减小了 14.04%, 耐撞性指标 F_p' 和 E_s' 均减少, 而 C_f' 增大。这是由碰撞角度从 0° (工况 1) 变化到 30° (工况 4) 时, F_p 和 E_s 均减小所导致。

表 5 多角度工况下的最优结果

Table 5 The optimal results for multi-angle cases

工况	$\alpha/(\circ)$	η	t/mm	F_p/kN	$E_s/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	C_f	F_p'/kN	$E_s'/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	C_f'
5	0	1.01	0.57	14.04	8.78	0.42	10.24	8.04	0.61
	10			7.05	8.41	0.81			
	20			6.89	7.48	0.77			
	30			6.49	4.27	0.72			
6	0	1.09	0.54	13.32	8.53	0.41	8.03	7.02	0.68
	10			6.57	8.08	0.81			
	20			6.39	7.23	0.78			
	30			5.84	4.24	0.72			
7	0	1.10	0.49	12.09	8.14	0.39	5.96	5.88	0.72
	10			5.71	7.72	0.81			
	20			5.55	6.80	0.77			
	30			5.04	4.23	0.72			

综上所述, 单一角度工况下, 最优结构参数 η 的范围为 0.88~1.50, t 的范围为 0.36~0.60 mm, 工况 1 ($\alpha=0^\circ$) 和工况 2 ($\alpha=10^\circ$) 的最优高宽比 η 明显小于工况 3 ($\alpha=20^\circ$) 和工况 4 ($\alpha=30^\circ$) 的, 最优 t 随碰撞角度的增大逐渐减小, $\alpha=0^\circ$ 时仿生薄壁管结构具有最大的最优厚度 $t=0.6$ mm; 多角度工况下, 最优 η 范围为 1.01~1.10, 随着 $\alpha=0^\circ$ 和 $\alpha=10^\circ$ 权重因子减小, 最优 η 逐渐增大, 最优 t 逐渐减小。优化结果表明, 较小的高宽比 η 、较大或较小的薄壁管厚度 t 均不利于提高薄壁管的耐撞性。

4 结 论

开展了仿生多胞薄壁管结构耐撞性研究, 以初始峰值载荷 F_p 、比吸能 E_s 和碰撞力效率 C_f 为耐撞性指标, 分析了不同碰撞角度 (0° 、 10° 、 20° 和 30°) 条件下, 晶胞数 N 对薄壁管耐撞性影响, 采用多目标粒子群优化方法得到了薄壁管最优参数, 主要结论如下。

(1) 晶胞数相同时, 薄壁管峰值载荷随冲击角度增加而逐渐减小, 峰值载荷随晶胞数增加呈现增加趋势, 平均变化率分别为 5.64%(轴向) 和 8.54%(斜向); 比吸能随晶胞数增加, 呈现先增大后减小的变化

规律; 轴向碰撞条件下的碰撞力效率明显低于斜向碰撞条件下的。

(2) 复杂比例评估方法评估结果表明, 薄壁管耐撞性随晶胞数增加呈现先提高后降低趋势, 排序靠前(前 5)的薄壁管晶胞数不超过 5, 即较多的晶胞数不利于提高薄壁管耐撞性。 $N=4$ 的薄壁管为最优晶胞数薄壁管。

(3) 单一角度工况下, 最优结构参数 η 的范围为 0.88~1.50, t 的范围为 0.36~0.60 mm, 工况 1($\alpha=0^\circ$) 和工况 2($\alpha=10^\circ$) 的最优高宽比 η 明显小于工况 3($\alpha=20^\circ$) 和工况 4($\alpha=30^\circ$) 的; 多角度工况下, 最优结构参数 η 的范围为 1.01~1.10, 壁厚 t 的范围为 0.49~0.57 mm。优化结果表明, 较小的高宽比 η 和较大或较小的薄壁管厚度 t 均不利于提高薄壁管的耐撞性。

参考文献:

- [1] 黄晗, 许述财, 陈姮. 仿生波纹夹层结构耐撞性分析及优化 [J]. *爆炸与冲击*, 2021, 41(8): 083102. DOI: 10.11883/bzycj-2020-0275.
HUANG H, XU S C, CHEN H. Crashworthiness analysis and optimization of bionic corrugated sandwich structures [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2021, 41(8): 083102. DOI: 10.11883/bzycj-2020-0275.
- [2] YIN H F, XIAO Y Y, WEN G L, et al. Crushing analysis and multi-objective optimization design for bionic thin-walled structure [J]. *Materials and Design*, 2015, 87: 825–834. DOI: 10.1016/j.matdes.2015.08.095.
- [3] 于鹏山, 刘志芳, 李世强. 新型仿竹薄壁圆管的设计与吸能特性分析 [J]. *高压物理学报*, 2021, 35(5): 054205. DOI: 10.11858/gywlb.20210710.
YU P S, LIU Z F, LI S Q. Design and energy absorption characteristic analysis of a new bio-bamboo thin-walled circular tube [J]. *Chinese Journal of High Pressure Physics*, 2021, 35(5): 054205. DOI: 10.11858/gywlb.20210710.
- [4] SONG J F, XU S C, WANG H X, et al. Bionic design and multi-objective optimization for variable wall thickness tube inspired bamboo structures [J]. *Thin-Walled Structures*, 2018, 125: 76–88. DOI: 10.1016/j.tws.2018.01.010.
- [5] 许述财, 邹猛, 魏灿刚, 等. 仿竹结构薄壁管的轴向耐撞性分析及优化 [J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2014, 54(3): 299–304. DOI: 10.16511/j.cnki.qhdxxb.2014.03.007.
XU S C, ZOU M, WEI C G, et al. Axial crashworthiness analysis and optimization of a bionic thin-walled tube based on bamboo structure [J]. *Journal of Tsinghua University (Science and Technology)*, 2014, 54(3): 299–304. DOI: 10.16511/j.cnki.qhdxxb.2014.03.007.
- [6] XU T, LIU N, YU Z L, et al. Crashworthiness design for bionic bumper structures inspired by cattail and bamboo [J]. *Applied Bionics and Biomechanics*, 2017, 2017: 5894938. DOI: 10.1155/2017/5894938.
- [7] LIU S T, TONG Z Q, TANG Z L, et al. Bionic design modification of non-convex multi-corner thin-walled columns for improving energy absorption through adding bulkheads [J]. *Thin-Walled Structures*, 2015, 88: 70–81. DOI: 10.1016/j.tws.2014.11.006.
- [8] 陈晓薇, 马彬, 陈勇. 仿方竹电池箱体薄壁管结构优化及耐撞性分析 [J]. *机械设计*, 2021, 38(1): 78–84. DOI: 10.13841/j.cnki.jxsj.2021.01.012.
CHEN X W, MA B, CHEN Y. Crashworthiness analysis and structural optimization of the bionic square-bamboo battery box's thin-walled tube [J]. *Journal of Machine Design*, 2021, 38(1): 78–84. DOI: 10.13841/j.cnki.jxsj.2021.01.012.
- [9] 邹猛, 于用军, 张荣荣, 等. 仿牛角结构薄壁管吸能特性仿真分析 [J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2015, 45(6): 1863–1868. DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb201506020.
ZOU M, YU Y J, ZHANG R R, et al. Simulation analysis of energy-absorption properties of thin-wall tube based on horn structure [J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2015, 45(6): 1863–1868. DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb201506020.
- [10] LIU S F, XU S C, SONG J F, et al. Mechanical properties and failure deformation mechanisms of yak horn under quasi-static compression and dynamic impact [J]. *Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials*, 2020, 107: 103753. DOI: 10.1016/j.jmbbm.2020.103753.
- [11] 霍鹏, 许述财, 范晓文, 等. 鹿角骨单位仿生薄壁管斜向冲击耐撞性研究 [J]. *爆炸与冲击*, 2020, 40(11): 113102. DOI: 10.11883/bzycj-2020-0035.

- HUO P, XU S C, FAN X W, et al. Oblique impact resistance of a bionic thin-walled tube based on antles osteon [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2020, 40(11): 113102. DOI: 10.11883/bzycj-2020-0035.
- [12] PALOMBINI F L, MARIATH J E D A, OLIVEIRA B F D. Bionic design of thin-walled structure based on the geometry of the vascular bundles of bamboo [J]. *Thin-Walled Structures*, 2020, 155: 106936. DOI: 10.1016/j.tws.2020.106936.
- [13] 杨欣, 范晓文, 许述财, 等. 仿虾螯结构薄壁管设计及耐撞性分析 [J]. *爆炸与冲击*, 2020, 40(4): 043301. DOI: 10.11883/bzycj-2019-0280.
- YANG X, FAN X W, XU S C, et al. Design and crashworthiness analysis of thin-walled tubes based on a shrimp chela structure [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2020, 40(4): 043301. DOI: 10.11883/bzycj-2019-0280.
- [14] HUANG H, XU S C. Crashworthiness analysis and bionic design of multi-cell tubes under axial and oblique impact loads [J]. *Thin-Walled Structures*, 2019, 144: 106333. DOI: 10.1016/j.tws.2019.106333.
- [15] PATEK S N, KORFF W L, CALDWELL R L. Deadly strike mechanism of a mantis shrimp [J]. *Nature*, 2004, 428(6985): 819–820. DOI: 10.1038/428819a.
- [16] PATEK S N, CALDWELL R L. Extreme impact and cavitation forces of a biological hammer: strike forces of the peacock mantis shrimp *Odontodactylus scyllarus* [J]. *Journal of Experimental Biology*, 2005, 208(19): 3655–3664. DOI: 10.1242/jeb.01831.
- [17] WEAVER J C, MILLIRON G W, MISEREZ A, et al. The stomatopod dactyl club: a formidable damage-tolerant biological hammer [J]. *Science*, 2012, 336(6086): 1275–1280. DOI: 10.1126/science.1218764.
- [18] CLAVERIE T, CHAN E, PATEK S N. Modularity and scaling in fast movements: power amplification in mantis shrimp [J]. *Evolution: International Journal of Organic Evolution*, 2011, 65(2): 443–461. DOI: 10.1111/j.1558-5646.2010.01133.x.
- [19] YARAGHI N A, GUARÍN-ZAPATA N, GRUNENFELDER L K, et al. A sinusoidally architected helicoidal biocomposite [J]. *Advanced Materials*, 2016, 28(32): 6835–6844. DOI: 10.1002/adma.201600786.
- [20] 黄晗, 闫庆昊, 向枳昕, 等. 基于虾螯的仿生多胞薄壁管耐撞性分析及优化 [J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2022, 52(3): 716–724. DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb20200838.
- HUANG H, YAN Q H, XIANG Z X, et al. Crashworthiness investigation and optimization of bionic multi-cell tube based on shrimp chela [J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2022, 52(3): 716–724. DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb20200838.
- [21] YANG X F, MA J X, SHI Y L, et al. Crashworthiness investigation of the bio-inspired bi-directionally corrugated core sandwich panel under quasi-static crushing load [J]. *Materials and Design*, 2017, 135: 275–290. DOI: 10.1016/j.matdes.2017.09.040.
- [22] QIU N, GAO Y K, FANG J G, et al. Crashworthiness analysis and design of multi-cell hexagonal columns under multiple loading cases [J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2015, 104: 89–101. DOI: 10.1016/j.finel.2015.06.004.

(责任编辑 张凌云)