

多胞薄壁铝合金方管载荷特性与多目标优化研究

李耀宙¹, 张冰冰¹, 薛仲卿¹, 范志强^{2*}

(1. 太原工业学院, 太原 030008; 2. 中北大学, 太原 030051)

摘要: **目的** 通过引入边长系数 γ , 得到构型不同的 W 型和 C 型多胞薄壁方管结构, 改善多胞薄壁方管的吸能效率。**方法** 本文利用实验和数值方法对 2 种类型方管进行研究, 材料选用 6060T4 铝合金, 深入分析边长系数 γ 和壁厚 t 对结构的载荷特性、能量吸收及变形模式的影响。然后采用非支配排序遗传算法 (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm, NSGA-II) 求解, 针对结构的峰值载荷 (P_c) 和比吸能 (S_a) 进行多目标优化。**结果** 数值仿真所得载荷曲线与实验结果一致, 折叠波数均为 7 个, 边长系数 γ 对 2 类结构的载荷和变形有显著影响。**结论** 本文所得结果为改善多胞薄壁方管结构的缓冲吸能及冲击防护提供了数据支持。

关键词: 多胞薄壁方管; 边长系数; 响应面模型; 非支配排序遗传算法 (NSGA-II); 多目标优化

中图分类号: TB482.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3563(2024)07-0246-08

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2024.07.030

Mechanical Performance and Multi-objective Optimization of Multi-cell Thin-walled Aluminum Alloy Square Tubes

LI Yaozhou¹, ZHANG Bingbing¹, XUE Zhongqing¹, FAN Zhiqiang²

(1. Taiyuan Institute of Technology, Taiyuan 030008, China; 2. Central North University, Taiyuan 030051, China)

ABSTRACT: The work aims to obtain W-type and C-type multi-cell thin-walled square tubes with different configurations through the introduction of side coefficient γ to improve the energy absorption efficiency of multi-cell thin-walled square tubes. Experimental and numerical methods were adopted to study two types of square tubes made of 6060T4 aluminum alloy. The effects of side coefficient γ and wall thickness t on the mechanical performance, energy absorption and deformation mode of the structure were analyzed in depth. Then, the Non-dominated Sorting Genetic Algorithm (NSGA-II) was used to analyze the thin-walled square tubes. Multi-objective optimization was carried out for the peak load (P_c) and specific energy absorption (S_a). The load curves obtained by numerical simulation were consistent with the experimental results. There were 7 folded waves. The side coefficient γ had a significant influence on the load and deformation of class 2 structures. The results obtained in this work provide data support for improving the buffering energy absorption and impact protection of thin-walled square tube structures.

KEY WORDS: multi-cell thin-walled square tube; coefficient of side; RSM; NSGA-II; multi-objective optimization

薄壁方管广泛应用于冲击防护领域, 该类几何结构在其受到冲击载荷作用时, 折叠变形较为规则, 具

有较高的能量吸收效率, 一直受到很多学者的关注。基于几何拓扑学和仿生学, 很多学者提出不同类型的

收稿日期: 2024-01-08

基金项目: 国家自然科学基金 (12072326); 山西省科技厅基础研究计划自由探索类青年项目 (202203021222281); 山西省高等学校科技创新项目 (2023L341); 太原工业学院引进人才科研资助项目 (2023KJ043)

*通信作者

几何结构, 通过理论分析, 数值模拟和实验等方法对薄壁方管的载荷特性进行分析。关于薄壁方管的研究主要包括 Chen 等^[1]较早提出单层管多胞化, 相同质量的双胞薄壁管和三胞薄壁管能显著提高结构的载荷, 并基于超折叠单元建立 3 种薄壁管理论压缩载荷预测表达式。基于 Chen 和 Wierzbicki 的研究结果, 张雄^[2]将多胞方管截面拆分为角形部分、十字形部分和 T 形部分, 通过对 3 个部分分别计算, 提出了新的多胞管的平均载荷公式, 推导的多胞方管理论未区分多胞方管结构的非均匀分布, 显然是不完备的, 因此 Nia 等^[3]通过引入尺寸系数修正了多胞薄壁方管的平均载荷公式, 通过试验和仿真证明此类薄壁管比单管结构的比能量吸收提高了 227%。Xie 等^[4]对不同类型多胞方管进行研究, 根据数值方法针对峰值载荷和比吸能进行优化。根据以上研究, 可以通过改变方管结构的拓扑构型研究多胞方管力学特性。Li 等^[5]和 Fang 等^[6]针对等质量单胞、四胞、五胞管进行力学分析, 紧接着对五胞薄壁管的峰值载荷和比吸能进行优化得到最佳结构尺寸。Xu 等^[7]基于仿真力学提出 2 种多级多胞方管, 并对结构的折叠模式进行分析, 最后针对薄壁方管进行尺寸优化。Wang 等^[8-9]针对胞数不同胞数多胞方管进行理论分析, 结果表明半波长影响平均压溃载荷的大小, 随着胞数的增加, 能量吸收逐渐提高。Zou 等^[10]研究 8 种多胞方管在轴向和斜向载荷作用下的载荷特性, 发现 T5-1 管结构具有最佳的耐撞性能, 最后将直管改为锥形管进行了结构改进设计。以上学者主要是在角元处增加角元来提高多胞方管的力学特性。Qin 等^[11]基于竹子的梯度多孔结构提出多级正四边形薄壁结构, 通过数值分析, 当宽厚比达到 600 时 4th 类结构的变形出现局部屈曲模式, 该折叠模式不利于能量吸收。Ha 等^[12]基于仿生结构提出多级多胞方管, 结果表明三阶 BHMS 的 S_a 比普通 BHMS 的高 178.4%。基于有限元分析, 提出 3 种折叠模式, 分别为渐进折叠模式, 混合折叠模式和欧拉屈曲模式。因此, 多胞方管多极化可以改善多胞方管的能量吸收效率。

综上所述, 以上学者利用实验和有限元方法通过增加角元或多极化对多胞薄壁方管的载荷特性和 E_a 进行研究。本文在以上研究方法基础上, 针对截面长度相等的多胞薄壁方管进行研究, 提出边长系数 γ , 利用数值方法针对不同边长系数的 W 型和 C 型多胞薄壁方管的载荷特性、能量吸收和变形模式进行分析, 结合多项式响应面构建代理模型对多胞薄壁方管的 γ 和 t 进行优化设计, 为该类结构在能量吸收和力学防护领域提供数据支持。

1 多胞铝合金方管结构模型

单层薄壁方管是最简单的薄壁管, 很多学者针对其折叠进行分析, 但是该结构载荷和吸能效率较低。

本文提出不同结构多胞薄壁铝合金方管, 如图 1 所示, 分为 W 型结构和 C 型结构, 结构的边长系数 $\gamma=a/b$, 分别为 0.25, 0.50, 0.75 和 1.0, 分别命名为 W-0.25、W-0.50、W-0.75、W-1.0、C-0.25、C-0.50、C-0.75 和 C-1.0。当 W-0/C-0 的壁厚分别为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5 和 3.0 mm 时, 对其等质量多胞化, 其壁厚分别为 0.25、0.50、0.75、1.0、1.25 和 1.50 mm, 所有方管长度均为 150 mm, 边长 s 为 60 mm, 其质量分别为 48.6、97.2、145.8、194.4、243 和 291.6 g。

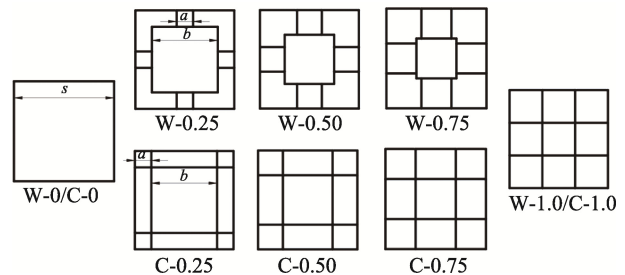


图 1 W 型和 C 型多胞方管
Fig.1 W-type and C-type multi-cell square tubes

2 载荷特性分析

2.1 实验与数值模型验证

对 6060T4 铝合金进行准静态拉伸实验, 实验所用拉伸试样采用火花线切割方法 (WEDM) 获得, 为消除试样内部应力对其进行退火热处理。采用万能试验机进行拉伸压缩实验, 其型号为 WDW-E200 ($\leq 200\text{kN}$), 速度范围为 0.1~500 mm/min, 如图 2a 所示。将哑铃状试样放在夹具中间夹紧, 拉伸速度为 1 mm/min, 直到试样被拉断, 得到 6060T4 铝合金的工程应力-应变曲线, 如图 2b 所示。材料的弹性模量 $E=75\text{ GPa}$, 屈服应力 $\sigma_y=86.7\text{ MPa}$, 极限应力 $\sigma_u=130.7\text{ MPa}$, 密度 $\rho_s=2\,700\text{ kg/m}^3$, 泊松比 $\nu=0.3$, 该材质的应变率效应不明显^[4, 12]。本文采用 WEDM 对原料进行切割得到 $\gamma=1$ 的多胞方管结构, 如图 2c 所示, 对其进行退火处理。将多胞薄壁方管放在万能试验机平台的中心位置, 以 5 mm/min 的速度匀速向下压缩, 薄壁管开始变形, 数据采集系统记录压缩过程得到的载荷和位移, 其变形过程如图 2d 所示。

利用有限元分析软件 LS-DYNA 模拟轴向压缩作用下多胞方管结构载荷特性, 数值模型如图 3a 所示。上下端面刚性板, 材料模型为 MAT-1, 中间为薄壁方管, 材料模型为 MAT-123^[13]。考虑到仿真计算时间, 顶端刚性板沿轴向以 5 m/s 的恒定速度压缩多胞薄壁方管, 底端刚性板采用全约束进行固定^[4, 7, 12]。为了准确地模拟薄壁管的大变形, 薄壁采用 Beltschko-Tsay 四边形壳单元, 单元厚度方向采用五点积分。薄壁管壁采用自动单面接触算法 (Automatic

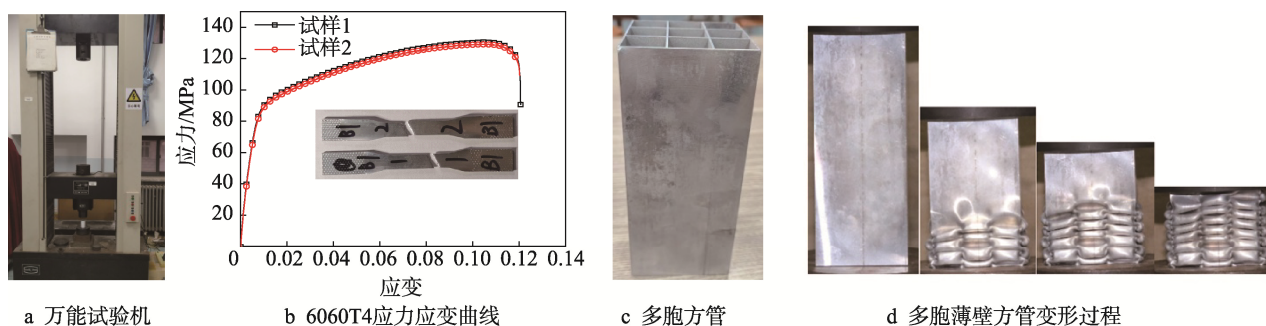


图2 实验装置、材料应力应变曲线及多胞方管变形过程
Fig.2 Experimental equipment, and stress-strain curve and deformation process of multi-cell square tubes

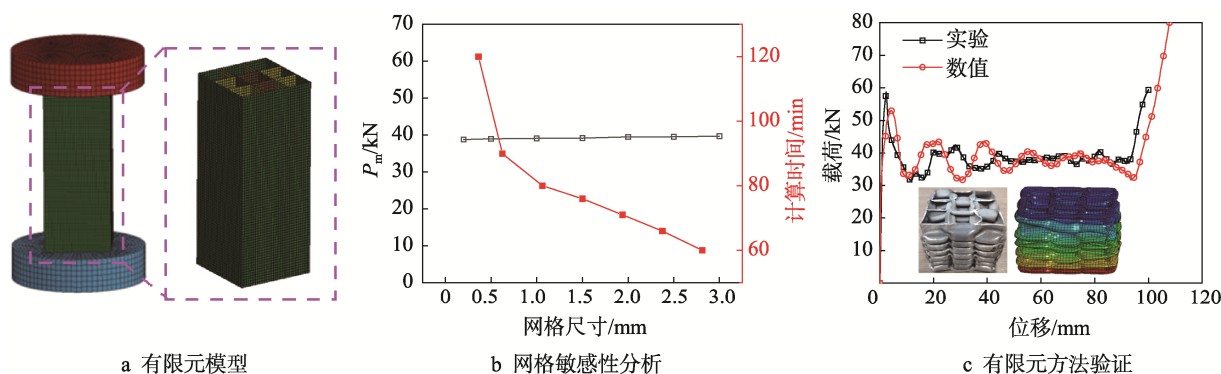


图3 数值模型验证与网格敏感性分析
Fig.3 Numerical model validation and mesh sensitivity analysis

Single Surface) 来模拟自身变形产生的接触, 薄壁管与刚性板之间采用自动点-面接触算法 (Automatic Node to Surface), 数值模型中的静动摩擦因数分别取 0.3 和 0.2^[14]。考虑到计算时间和收敛关系, 本文对其进行网格敏感性分析, 如图 3b 所示, 最终本文采用 0.5 mm×0.5 mm 的网格尺寸。同时为了验证本文有限元计算的合理性, 对有限元算法进行验证, 如图 3c 所示, 总折叠波数均为 7 个, 其平均压溃力 P_m 的误差为 1.82%, 可见本文采用的有限元算法是合理可行的。

2.2 评价指标

为了有效评估薄壁结构的力学性能, 本文引入评价指标, 包括总能量吸收 (E_a)、平均压溃力 (P_m)、比吸能 (S_a)。其中 E_a 是塑性变形过程中吸收的总能量, 其数学表达式见式 (1)^[15]。

$$E_a = \int_0^d F(x)dx \quad (1)$$

P_m 为吸收的总能量除以变形长度 d , 其数学表达为:

$$P_m = \int_0^d F(x)dx / d \quad (2)$$

S_a 是总能量吸收除以薄壁结构的质量 m , 其数学表达见式 (3)。

$$S_a = E_a / m \quad (3)$$

2.3 载荷特性与变形模式

通过对 W 型和 C 型多胞方管进行计算, 得到 $\gamma=0.25$ 、0.50、0.75 和 1.0 的结构的载荷位移曲线,

如图 4a~f 所示, 厚度分别为 0.25、0.50、0.75、1.0、1.2 和 1.50 mm 的 W 型结构载荷位移曲线。图 4g~p 为 C 型结构的厚度分别为 0.25、0.50、0.75、1.0、1.25 和 1.50 mm 的载荷位移曲线。W 型结构 6 种厚度的平台段载荷变化范围分别为 3.72~5.33 kN、11.75~15.37 kN、19.59~30.16 kN、33.68~49.05 kN、47.61~72.22 kN 和 48.92~91.08 kN, 其载荷差值分别为 1.61、3.62、10.57、15.37、24.61 和 42.16 kN。C 型结构的 6 种厚度的平台段载荷变化范围分别为 3.63~4.78 kN、10.53~13.90 kN、19.66~26.67 kN、30.31~42.67 kN、39.22~61.66 kN 和 53.48~83.11 kN, 其载荷差值分别为 1.15、3.37、7.01、12.36、22.44 和 29.63 kN。由此可知, 随着方管壁厚 t 增加, 平台段载荷变化范围增大, 意味着当方管壁厚为 0.25~0.50 mm 时, 边长系数 γ 对平台段载荷影响较小, 随着方管壁厚 t 增加, 边长系数 γ 对平台段载荷影响较大。

W 结构和 C 结构的 P_m 如表 1 所示。本文以压缩方管长度的 70% 为有效位移, 当方管壁厚较小时, W 型系列结构和 C 型系列结构的载荷相差不大, 随着方管壁厚增加, 2 种结构的载荷逐渐有差别。对于不同壁厚的 W 结构, 当 $\gamma=0.50$ 时结构的 P_m 值最高; 对于不同壁厚的 C 结构, 当 $\gamma=1.0$ 时结构的 P_m 值最高。总之, 对于相同质量的方管结构, 其 P_m 值有差别, 这与边长系数 γ 和方管壁厚 t 有关系, 因此本文进一步分析边长系数 γ 和方管壁厚 t 对 2 种结构的折叠模式的影响。

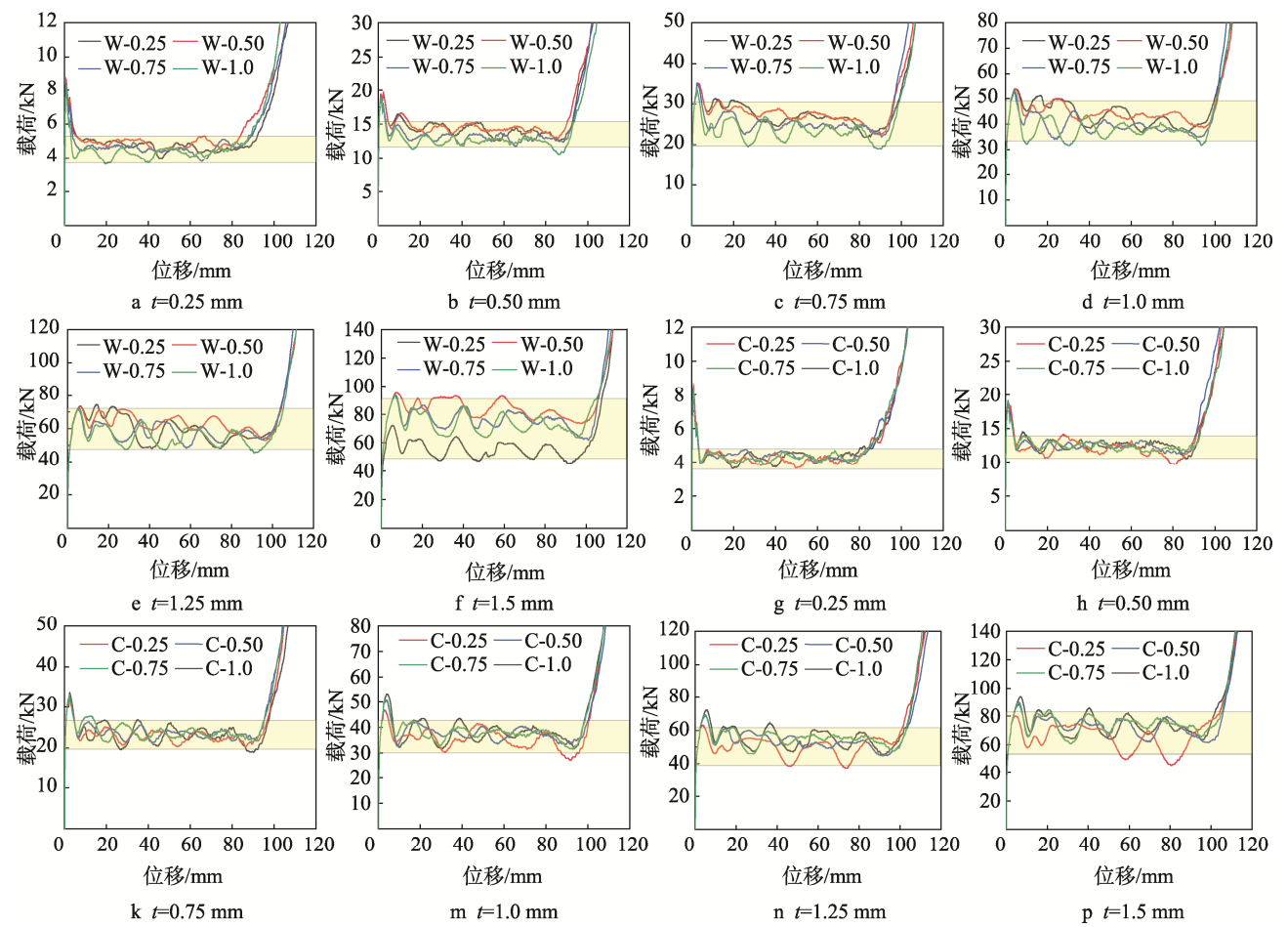


图 4 W 型和 C 型多胞方管载荷位移曲线
Fig.4 Force displacement curve of W-type and C-type multi-cell square tubes

表 1 W 型和 C 型方管的 P_m
Tab.1 P_m of W-type and C-type square tubes

γ	结构类型	载荷/kN					
		$t=0.25$	$t=0.50$	$t=0.75$	$t=1.0$	$t=1.25$	$t=1.50$
0.25	W	5.16	15.53	27.59	44.26	59.45	55.25
	C	4.95	13.39	24.11	36.16	51.02	65.34
0.50	W	5.17	15.89	28.21	44.62	63.02	83.20
	C	5.08	14.12	25.09	38.48	53.80	72.05
0.75	W	5.13	14.56	26.50	40.65	58.09	75.94
	C	5.01	13.55	25.23	38.86	55.17	74.08
1.0	W	5.03	13.72	24.22	39.07	55.25	73.77
	C						

W 型多胞方管折叠变形如图 5 所示。对于 W-0.25, $t=0.25$ mm 和 0.50 mm 的结构, 其边长 a 与壁厚 t 比值较大, 方管在被压缩时能够有序的折叠, 随着方管壁厚增加, a 与 t 比值减小, 方管在被压缩时出现局部屈曲变形; 当 $t=1.5$ mm 时, 方管变形模式为整体屈曲, 其 S_a 值为 19.89 J/g, 影响结构的能量吸收。相比其他 W 型方管, 不同壁厚的 W-0.50 结构折叠相对规则, 因此结构的能量吸收效率最高。

W-0.75 结构的 S_a 值低于 W-0.50 的, 这是由于肋板靠近 4 个角元, 导致内管的 4 个角元折叠不规则。因此为了提高结构的能量吸收, 在对多胞结构设计时, 尽量避免较小尺寸的角元。W-1.0 整体上折叠相对规则, 这样有利于提高结构的吸能, 然而其 S_a 仍然低于 W-0.25、W-0.50 和 W-0.75 的 S_a 值。这是由于 W-1.0 的薄膜能比以上三者的低一些, 本文通过理论分析进一步解释。

图 6 为 C 型方管结构变形模式, 未出现整体屈曲变形, 总体上随着方管壁厚的增加 S_a 值逐渐增加。

对 C-0.25 结构, 随着壁厚增加, 结构的 4 个角处折叠变形改变, 当 $t=0.25\text{ mm}$ 和 0.50 mm 时, 方管 4 个

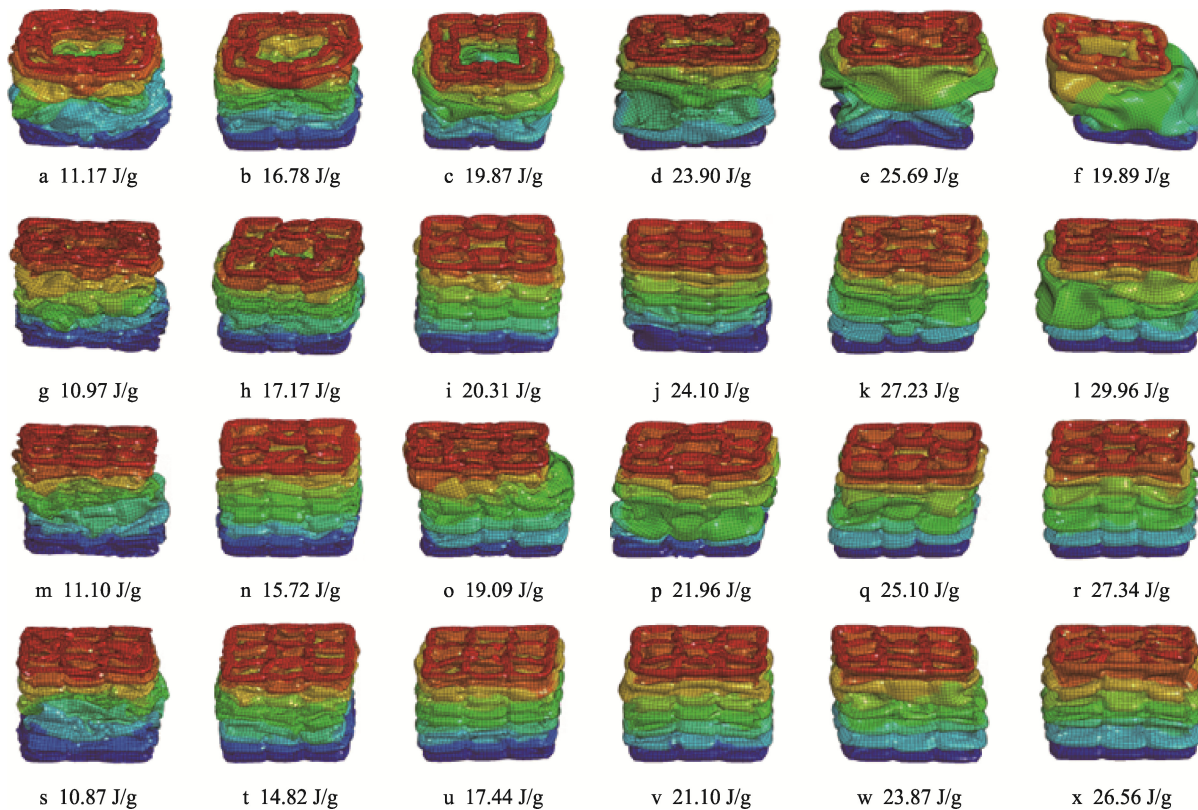


图 5 W 型多胞方管折叠变形与 S_a
Fig.5 Folding deformation and S_a of W-type multi-cell square tubes

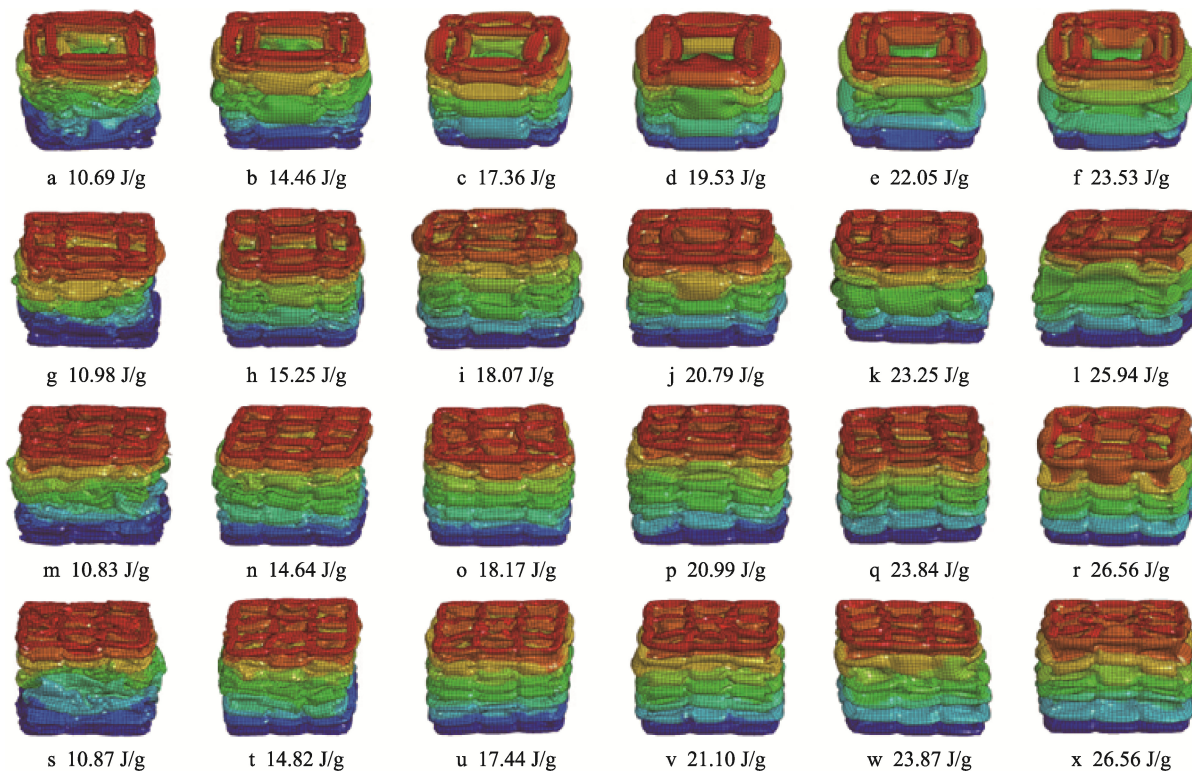


图 6 C 型薄壁方管折叠变形与 S_a
Fig.6 Folding deformation and S_a of C-type multi-cell square tubes

角处能够有序折叠; 当 $t=1.5\text{ mm}$ 时, 4 个角折叠变得不规则。随着 γ 增加, 其余 C 型结构能够有序折叠。通过对比不同壁厚 C 型方管, 当壁厚 t 为 0.25 mm 时, 4 种不同 γ 方管被压缩时都能够有序折叠, 因此结构的 S_a 相差不大; 当壁厚 t 为 1.5 mm 时, $\gamma=0.25$ 的结构由于 4 个角处存在尺寸较小的角元, 该角元结构会影响多胞方管的稳定折叠变形, 从而影响结构的能量吸收; $\gamma=1.0$ 时的 S_a 值最大, 此时方管能够有规则的折叠, 从而提高结构的能量吸收。

2.4 理论分析

根据简化的超折叠单元理论, 薄壁方管吸收的能量包括弯曲变形能 E_b 和薄膜变形能 E_m 两部分。在单个折叠单元完全压溃过程中, 轴向压缩所做的外部功被折叠单元的弯曲和膜的变形所耗散^[2]:

$$2H \cdot P_m \cdot k = E_b + E_m \quad (4)$$

式中: P_m 为平均压溃力; H 为折叠半波长; k 为有效压缩系数。 E_b 可以表达为:

$$E_b = 2\pi M_o L_c \quad (5)$$

式中: M_o 为折叠单元弯矩; L_c 为截面长度。文中 W 型和 C 型多胞薄壁方管的 L_c 相同, 因此 W 型和 C 型结构的 E_b 相同。

角形结构的薄膜变形能 $E_{m,c}=4M_o H^2/t$, T 形结构的薄膜变形能 $E_{m,T}=8M_o H^2/t$, 十字形结构的薄膜变形能 $E_{m,o}=16M_o H^2/t$, 因此总的薄膜变形能表示为:

$$E_m = (4N_c + 16N_o + 8N_T)M_o H^2 / t \quad (6)$$

式中: N_c 、 N_T 和 N_o 分别为角形、T 形和十字形结构的数量; t 为多胞薄壁方管壁厚。

将式 (5) 和式 (6) 代入式 (4), 则 W 型多胞薄壁方管的 P_m 表达为:

$$P_{m-w} = \frac{2\sqrt{2}M_o}{k} \sqrt{(N_c + 4N_o + 2N_T)\pi L_c / t} \quad (7)$$

当 $\gamma=0.25$ 、 0.50 和 0.75 时, N_c 、 N_T 和 N_o 分别为 8、16 和 0。对于壁厚为 1.0 mm 的多胞方管, P_{m-w} 为 41.94 kN , 而表 1 中 $\gamma=0.50$ 的 P_m 值最高, 表明系数 γ 对多胞方管的载荷有显著影响, 需要找出多胞薄壁方管的最佳 γ 。当 $\gamma=1.0$ 时, N_c 、 N_T 和 N_o 分别为 4、8 和 4, W 型结构的实验、数值和理论的 P_{m-w} 如表 2 所示, 最大误差为 2.17% , 表明式 (7) 是准确的。

表 2 实验、数值和理论 P_m 对比
Tab.2 Comparison of experimental, numerical, and theoretical P_m

方法	P_m / kN
实验	38.37
数值	39.07
理论	38.24
最大误差	2.17%

对于 C 型结构, 根据文献针对不平衡多胞方管引入角元尺寸系数, P_m 可以表达为^[3]:

$$P_{m-c} = \frac{2\sqrt{2}M_o}{k} \sqrt{2[(12aN_c + 3(L_c - 8a)N_o + L_c N_T)]\pi / t} \quad (8)$$

其中, N_c 、 N_T 和 N_o 分别为 4、8 和 4, 代入式 (8) 得:

$$P_{m-c} = \frac{2\sqrt{2}M_o}{k} \sqrt{8(5L_c - 12a)\pi / t} \quad (9)$$

由式 (9) 可知, P_{m-c} 随着 a 的增加而降低, 这与表 1 的变化规律是不符合的。这是由于方管壁厚较小时, 子胞长度 a 对载荷影响较小。随着方管壁厚增加, 子胞长度 a 对载荷影响较大, 为使 C 型结构吸收能量最高, 需针对 C 型结构进行优化, 找到合适的 a 值。

3 优化分析

多目标优化在求解耐撞性优化问题时, 由于各目标通常是相互冲突的, 因此所得到的解非单一解而是一系列解, 即 Pareto 前沿解集, 多目标优化的任务就是找到近似 Pareto 前沿的尽可能多的非劣解以供决策。第二代非劣排序遗传算法 (NSGA-II) 因其相对较短的收敛耗时与良好的 Pareto 解集分布而被广泛应用于解决多目标优化问题, 所以文中选取 NSGA-II 优化算法, 其参数设置如表 3 所示^[16-17]。

表 3 NSGA-II 优化算法参数设置
Tab.3 Parameters definitions for NSGA-II optimization algorithm

种群规模	迭代代数	交叉率	交叉分布指数	突变分布指数
100	100	0.9	10	20

3.1 样本点选取

本文通过多目标优化的方式来寻找最优目标, 本文选取峰值载荷 (P_c) 和比吸能 S_a 作为目标函数, γ 和 t 作为自变量, 其中变量范围如式 (10) 所示。

$$\begin{cases} \min P_c(\gamma, t), -S_a(\gamma, t) \\ \text{s.t. } 0.25 \leq \gamma \leq 1.0 \\ 0.25\text{ mm} \leq t \leq 1.5\text{ mm} \end{cases} \quad (10)$$

3.2 多项式响应面

本文采用多项式响应面模型 (RSM) 作为代理模型, 引入平方值误差 (R^2) 和均方根误差 (RMSE) 是用来评估这些代理模型的准确性。 R^2 是在 0 和 1 之间的值, 认为超过 0.9 在可接受的范围内。同时 RMSE 越小越好, 一般小于 0.2 认为可接受。 R^2 的计算见式 (11)。

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (f_i - \bar{f})^2 - \sum_{i=1}^N (f_i - f_i')^2}{\sum_{i=1}^N (f_i - \bar{f})^2} \quad (11)$$

式中: f_i 为第 i 个采样点的有限元分析结果; f'_i 为第 i 个采样点的近似模型的计算值; $\bar{f}$ 为所有采样点的有限元分析平均值; N 为采样点的个数。RMSE 的计算如下,

$$\sigma_{\text{RMSE}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (f_i - f'_i)^2}{N}} \quad (12)$$

根据表 4 的响应面误差分析, 本文采用多项式响应面代理模型能够很好拟合目标值函数, W 型和 C 型结构响应面如图 7a~d 所示。边长系数 γ 对 2 种结

构的 S_a 有显著影响, 对 P_c 影响不大。方管壁厚 t 对 2 种结构的 P_c 和 S_a 都有显著影响。

表 4 响应面误差分析
Tab.4 Response surface error analysis

优化目标	W 型		C 型	
	R^2	σ_{RMSE}	R^2	σ_{RMSE}
P_a	0.985 9	0.041	0.995 0	0.038
S_a	0.972 0	0.033	0.998 9	0.028

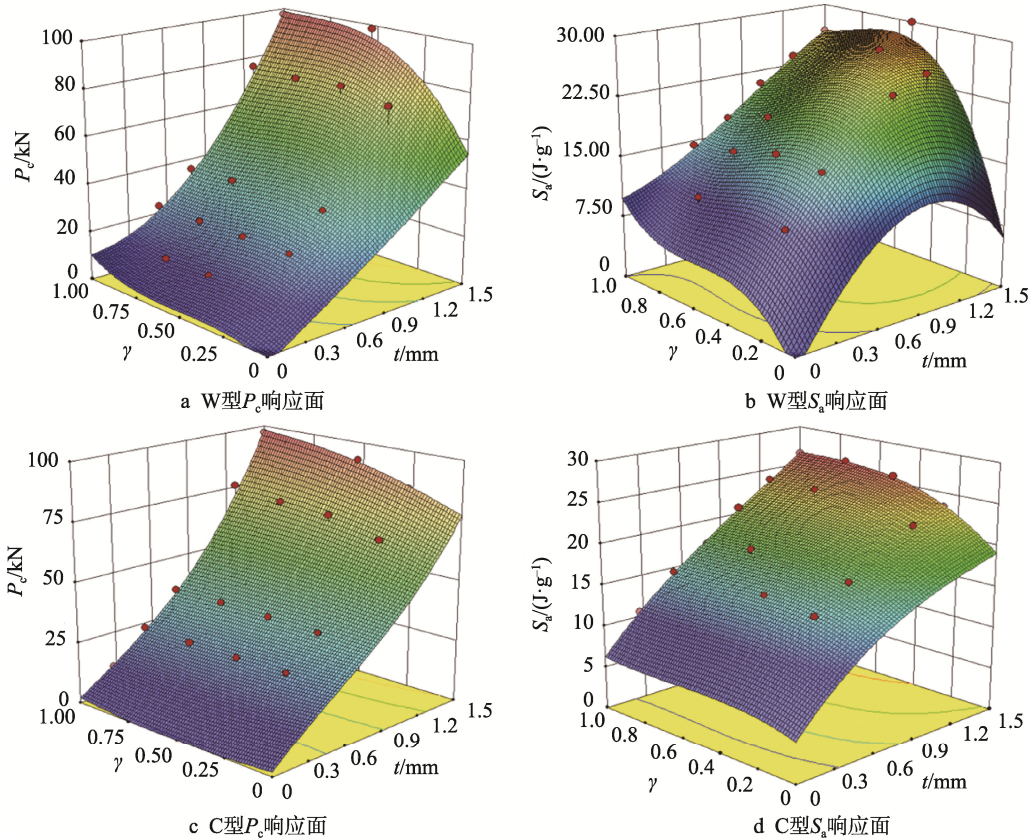


图 7 W 型和 C 型方管响应面结果

Fig.7 Response surface result of W-type and C-type square tubes

3.3 多目标优化结果

基于 3.2 节中所构建的目标函数与设计变量的多项式响应面代理模型, 采用 NSGA-II 算法进行寻优计算, 得到了多胞方管耐撞性优化问题的 Pareto 前沿解集, 如图 8 所示, 2 种结构随着 S_a 的增加 P_c 会提高。在给定 $P_c \leq 60$ kN 的情况下, 其 S_a 为 25.85 J/g 和 22.37 J/g, 此时 2 类方管对应的最优设计变量如表 5 所示。本文利用有限元方法进行验证, 其误差分别为 2.10% 和 0.31%, 均在合理范围之内, 表明基于多项式响应面构建的多胞方管代理模型是准确可行的。

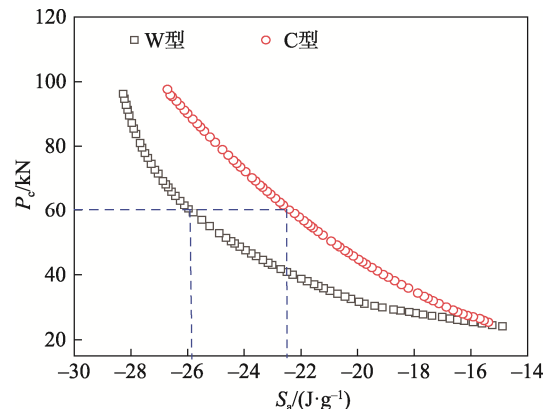


图 8 多目标优化的 Pareto 前沿解集

Fig.8 Pareto fronts for multi-objective optimization

表 5 优化结果与数值验证
Tab.5 Optimization results and numerical verification

结构	边长系数 γ	壁厚/mm	P_c			S_a		
			优化结果/kN	数值结果/kN	误差/%	优化结果/(J·g ⁻¹)	数值结果/(J·g ⁻¹)	误差/%
W 型	0.47	1.08	59.68	59.97	0.49	25.85	25.31	2.10
C 型	0.63	1.12	59.95	59.36	0.98	22.37	22.44	0.31

4 结语

本文将边长系数 γ 引入多胞薄壁方管,通过静态压缩实验、数值模拟和理论方法研究其载荷特性、变形模式和能量吸收特性,并采用 NSGA-II 算法进行计算,得到多胞薄壁方管结构优化问题的 Pareto 前沿解集,提高该类结构的能量吸收和冲击防护能力,研究结果如下:

- 1) 当方管壁厚为 0.25~0.50 mm 时,边长系数 γ 对平台段载荷影响较小。随着方管壁厚增加,边长系数 γ 对平台段载荷影响增加。
- 2) W 型结构中,不同壁厚的 W-0.50 结构折叠较为规则,其 P_m 值最高,有利于多胞方管的能量吸收;C 型结构中,C-1.0 的 S_a 最大,因此避免小尺寸角元薄壁管设计。
- 3) 通过构建响应面,采用 NSGA-II 算法对边长系数 γ 和壁厚 t 进行优化。在给定 $P_c \leq 60$ kN 的情况下,W 型和 C 型的 S_a 分别为 25.85 J/g 和 22.37 J/g,并利用有限元方法进行验证,其误差分别为 2.10% 和 0.31%,均在合理范围之内。

参考文献:

[1] CHEN W, WIERZBICKI T. Relative Merits of Single-Cell, Multi-Cell and Foam-Filled Thin-Walled Structures in Energy Absorption[J]. Thin-Walled Structures, 2001, 39: 287-306.

[2] 张雄. 轻质薄壁结构耐撞性分析与设计优化[D]. 大连: 大连理工大学, 2007: 82-85.

ZHANG X. Crashworthiness Analysis and Design Optimization of Lightweight Thin-Walled Structures[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2007: 82-85.

[3] NIA A A, PARSAPOUR M. An Investigation on The Energy Absorption Characteristics of Multi-Cell Square Tubes[J]. Thin-Walled Structures, 2013, 68: 26-34.

[4] XIE S, YANG W, WANG N. Crashworthiness Analysis of Multi-Cell Square Tubes Under Axial Loads[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2017, 121: 106-118.

[5] LI S, WU G Z. On Design of Multi-Cell Thin-Wall Structures for Crashworthiness[J]. International Journal of Impact Engineering, 2016, 88: 102-117.

[6] FANG J, GAO Y, SUN G. On Design of Multi-Cell Tubes Under Axial and Oblique Impact Loads[J]. Thin-Walled Structures, 2015, 95: 115-126.

[7] XU S, LI W, LI L. Crashworthiness Design and Multi-Objective Optimization for Bio-Inspired Hierarchical Thin-Walled Structures[J]. Computer Modeling in Engineering & Sciences, 2021, 131: 2-21.

[8] WANG Z, LIU J, YAO S. On Folding Mechanics of Multi-Cell Thin-Walled Square Tubes[J]. Composites Part B, 2018, 132: 17-27.

[9] WANG Z, LIA Z, SHI C. Mechanical Performance of Vertex-Based Hierarchical Vs Square Thin-Walled Multi-Cell Structure[J]. Thin-Walled Structures, 2019, 134: 102-110.

[10] ZOU X, GAO G, DONG H. Crashworthiness Analysis and Structural Optimisation of Multi-Cell Square Tubes Under Axial and Oblique Loads[J]. International Journal of Crashworthiness, 2011, 16: 1-14.

[11] QIN S, DENG X, LIU X. Crashworthiness Analysis of Bioinspired Hierarchical Gradient Multicell Tubes Under Axial Impact[J]. Thin-Walled Structures, 2022, 179: 109591.

[12] HA N S, PHAM T M, HAO H. Energy Absorption Characteristics of Bio-Inspired Hierarchical Multi-Cell Square Tubes Under Axial Crushing[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2021, 201: 106464.

[13] LI Y, FAN Z, HU S, et al. Mechanical Performance of Multi-Cell Thin-Walled Tubes Under Static and Dynamic Axial Loading[J]. International Journal of Crashworthiness, 2023, 29: 218378.

[14] FAN Z, TAN X, HU J, et al. A Comparative Study on Dynamic Compression Response of Multi-Cell Thin-Walled Structures with Filling Foams and Connecting Ribs[J]. International Journal of Crashworthiness, 2023, 28: 22306.

[15] LI Y, FAN Z, HU S. Dynamic Enhancement Mechanism of Energy Absorption of Multi-Cell Thin-Walled Tube[J]. Thin-Walled Structures, 2022, 178: 109449.

[16] 杨霞, 王先正, 赵春江, 等. 基于 Kriging 模型的调心滚子轴承优化设计[J]. 机械设计与研究, 2021, 37(6): 101-106.

YANG X, WANG X Z, ZHAO C J, et al. Kriging Model Based Optimization of Spherical Roller Bearing[J]. Machine Design & Research, 2021, 37(6): 101-106.

[17] 于文吉, 石昌玉, 魏明, 等. 基于响应面法与 NSGA-II 的重组竹翻转夹爪优化设计[J]. 包装工程, 2023, 44(19): 187-196.

YU W J, SHI C Y, WEI M, et al. Optimization Design of Recombinant Bamboo Flipping Claw Based on Response Surface Methodology and NSGA-II [J]. Packaging Engineering, 2023, 44 (19): 187-196.