

DOI: 10.11883/bzycj-2022-0146

负高斯曲率曲面薄壁管吸能特性研究*

马梓鸿¹, 张慧乐^{2,3}, 孙泽玉², 陈慧敏¹, 岳晓丽¹

(1. 东华大学机械工程学院, 上海 201620;

2. 东华大学上海市轻质结构复合材料重点实验室, 上海, 201620;

3. 电子科技大学长三角研究院(湖州), 浙江 湖州 313000)

摘要: 为设计出具备优良吸能特性的薄壁结构, 提出一种新型负高斯曲率曲面圆形横截面薄壁管 (negative Gaussian curvature surface circular tube, NGC-C)。利用经验证的有限元分析方法对其进行轴向动态冲击模拟, 提取各项性能指标, 借助复杂比例评估法 (complex proportion assessment, COPRAS) 将其与传统薄壁吸能结构进行了综合性能对比。采用拉丁超立方抽样法从设计空间中提取样本点并获取各样本点对应性能响应值, 建立代理模型。基于该代理模型, 借助改进非支配排序遗传算法 (non-dominated sorting genetic algorithm, NSGA-II) 对其进行了多目标优化设计。结果表明: NGC-C 综合性能优于传统薄壁吸能结构, 经优化后比吸能提高了 16.47%, 有效压溃长度降低了 12.40%, 质量减少了 20.18%。将负高斯曲率曲面形态引入薄壁管构型, 能够提高薄壁管的耐撞性和轴向抗变形能力。

关键词: 薄壁结构; 负高斯曲率曲面; 吸能特性; COPRAS; NSGA-II

中图分类号: O347; TB331

国标学科代码: 13015

文献标志码: A

Study on energy absorption characteristics of thin-walled tubes with negative Gaussian curvature

MA Zihong¹, ZHANG Huile^{2,3}, SUN Zeyu², CHEN Huimin¹, YUE Xiaoli¹

(1. School of Mechanical Engineering, Donghua University, Shanghai 201620, China;

2. Shanghai Key Laboratory of lightweight structural composites, Donghua University, Shanghai 201620, China;

3. Yangtze Delta Research Institute, University of Electronic Science and Technology of China, Huzhou 313000, Zhejiang, China)

Abstract: In order to design a lightweight thin-walled structure with high specific energy absorption and high stiffness, a new type of circular cross-section thin-walled tube with negative Gaussian curvature (negative Gaussian curvature surface circular tube, NGC-C) is proposed and studied in this paper. The finite element analysis method verified by previous experimental data is used to simulate the axial dynamic impact, and various performance indexes such as specific energy absorption and effective crushing length are extracted. The comprehensive performance of the thin wall energy absorption structure with zero Gaussian curvature and positive Gaussian curvature is compared with the complex proportional assessment method (complex proportion assessment, COPRAS). The Latin hypercube sampling method is used to extract 20 sample points from the design space and obtain the corresponding performance response values of each sample point, and the polynomial fitting method is used to establish the proxy model. Based on the agent model, the multi-objective optimization design is carried out by using the improved non dominated sorting genetic algorithm (non-dominated sorting genetic algorithm, NSGA-II). The results show that the comprehensive performance of the thin-walled circular tube with negative Gaussian curvature is better than that of all kinds of non-negative Gaussian curvature thin-walled energy absorbing structures, especially in that it has the minimum

* 收稿日期: 2022-04-07; 修回日期: 2022-06-17

基金项目: 上海市轻质结构复合材料重点实验室开放课题 (2232021A4-06)

第一作者: 马梓鸿 (1998—), 男, 硕士研究生, jeffreymzh@foxmail.com

通信作者: 岳晓丽 (1968—), 女, 博士, 教授, xlyue@dhu.edu.cn

effective crushing length. The goodness of fit of the established proxy models is higher than 98%, which can better reflect the relationship between structural design variables and performance response. After optimization, the specific energy absorption of thin-walled circular tubes with negative Gaussian curvature is increased by 16.47 %, the effective crushing length is reduced by 12.4 %, and the mass is reduced by 20.18 %. To sum up: introducing the negative Gaussian curvature surface shape into the thin-walled tube configuration can reduce the structural quality and improve the crashworthiness of the thin-walled tube, provide a new idea for the design of the thin-walled energy absorbing structure, and can be applied to the energy absorbing scenarios such as the automobile energy absorbing box.

Keywords: thin-walled structure; negative Gaussian curvature surface; energy absorption; COPRAS; NSGA-II

随着我国汽车产销量的逐年增长, 交通安全问题已经成为我国汽车工业发展所面临的重要问题之一。薄壁吸能结构在受到冲击载荷作用时, 能够吸收耗散碰撞动能, 因此薄壁结构在耐撞性领域得到了广泛应用。

目前, 薄壁结构表面形状以零高斯曲率曲面为主, 但自然界中还存在负高斯和正高斯曲率曲面。数学家高斯将其总结为“高斯绝妙定理”^[1]: 对于任意曲面, 当该曲面内任意点 P 的两条主曲线曲率 k 的乘积为负时, 则该曲面为负高斯曲率曲面, 同理可得零高斯及正高斯曲率曲面。负高斯曲率曲面在建筑领域受关注较多^[2-3], 但在薄壁结构耐撞性领域鲜有研究。

在针对薄壁结构耐撞性和吸能特性的研究中, 研究者们较多关注横截面为方形^[4-5]、六边形^[6-7]、八边形^[8-11]和圆形^[12-13]的薄壁管。张宗华等^[14]对上述 4 类薄壁管进行动态轴向冲击模拟后发现从方形到六边形, 结构压溃力和吸能量显著提高, 但八边形后趋于稳定, 圆形截面优势并不显著。Guillow 等^[15]研究了不同长径比和径厚比下薄壁圆管的压溃响应, 发现其变形模式主要包括轴对称变形、金刚石变形、混合变形(轴对称变形和金刚石变形共存)以及欧拉屈曲等 4 类。为进一步探究薄壁圆管吸能特性, Zarei 等^[16]、Hou 等^[17]和 Marzbanrad 等^[18]基于响应面法和遗传算法对薄壁圆管进行了多目标优化设计, 提高了吸能量的同时降低了结构质量。但上述研究对象表面形状按照高斯曲率类型分类仍属零高斯曲率曲面, 对于负高斯曲率情况下的薄壁管吸能特性研究较少。

为设计出吸能特性优良的薄壁管, 本文将负高斯曲率曲面形态引入薄壁管设计中, 提出一种新型负高斯曲率曲面薄壁圆管结构(negative Gaussian curvature surface circular tube, NGC-C)。利用经验证的有限元分析方法对其进行轴向动态冲击模拟, 提取各项性能指标。借助复杂比例评估(complex proportion assessment, COPRAS)法将其与传统薄壁管进行性能比对。采用拉丁超立方采样法构建样本空间并获取各样本点对应的性能响应值, 进一步推导出其代理模型。基于此代理模型, 借助改进非支配排序遗传算法(non-dominated sorting genetic algorithm, NSGA-II)进行多目标优化设计。以期为薄壁吸能结构的设计提供新思路。

1 有限元模型及验证

1.1 有限元模型建立

薄壁管设计参数主要有: 口径 R 、厚度 T 、曲率参数 G 和长度 L 。固定长度 $L=180$ mm, 如图 1(a) 所示。当曲率参数 G 分别取负数、零、正数时, 薄壁管形状分别呈负高斯曲率曲面、零高斯曲率曲面以及正高斯曲率曲面, 传统薄壁结构一般为零高斯曲面。

利用非线性有限元软件 LS-DYNA 进行动态轴向压溃数值模拟分析, 并利用 Ls-Prepost 4.8 软件进行前后处理。薄壁管单元类型为 Belytschko-Tsay 壳单元, 采用全积分方法, 厚度方向积分点设置为 5。为防止管件自身在变形过程中出现穿透现象, 利用 Automatic single surface 单面自动接触类型来设置管件自身接触, 利用 Automatic surface to surface 定义管件与冲击墙之间的接触^[18], 摩擦因数设置为 0.25^[16]。图 1(b) 展示了 3 种网格尺寸(4、3 和 2 mm)的载荷-位移曲线, 当网格尺寸为 3 mm 时, 其载荷波动趋势与网格为 2 mm 的吻合度较高, 且初始峰值力、平均压溃力以及总吸能等指标相差均在 3% 以内; 而网格尺寸为 4 mm 时曲线整体偏低, 尤其第 2 个峰值力相较于 2 mm 网格下降了 16%。当网格进一步细化会大

幅增加计算时间, 3 mm 网格计算结果已经能够满足分析需求, 因此采用 3 mm 网格。设置薄壁管底部边缘为固定支撑。上端有 300 kg 刚性冲击墙, 以 6.0 m/s 初速度冲击薄壁管, 并设置其只存在轴向位移自由度。薄壁管材料选用 A6060-T5 铝合金^[12], 使用 LS-DYNA 中的 MAT103 号材料模型, 材料参数见表 1。由此建立 $G=0$ 时的有限元模型 (finite element model, FEM), 如图 1(c) 所示。

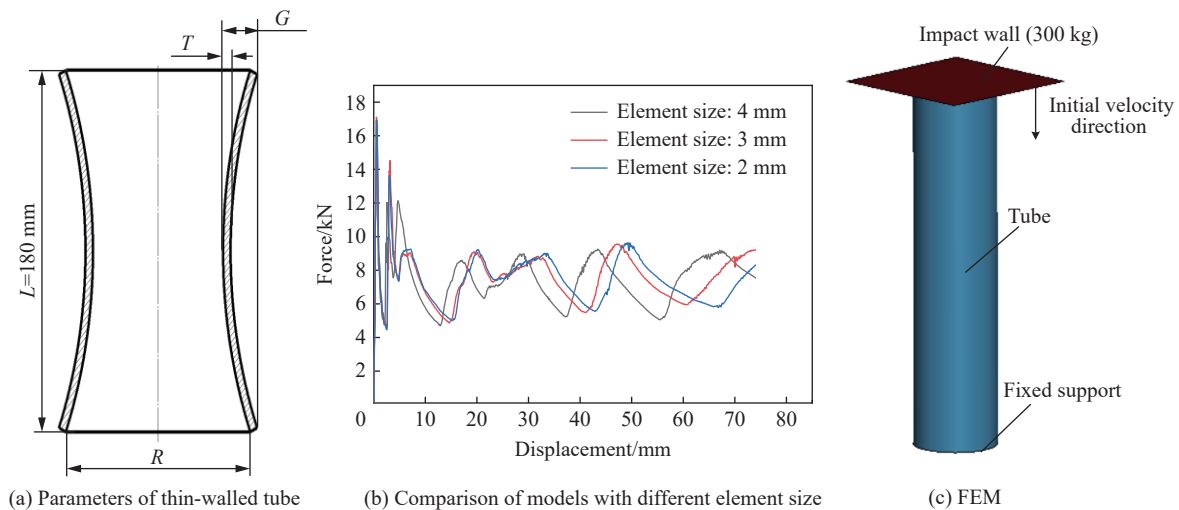


图 1 有限元模型以及网格选择

Fig. 1 Finite element model and element size selection

表 1 材料参数

Table 1 Material parameters

材料	杨氏模量/GPa	泊松比	屈服强度/MPa
A6060-T5	69.5	0.33	264

1.2 有限元模型验证

如图 2, 有限元模型求解后得出的沙漏能 (hourglass energy) 对总能量 (total energy) 的占比小于 5%, 求解结果收敛性良好。为验证有限元模型的可靠性, 借鉴文献 [18] 的验证方法, 利用相关文献实验结果验证有限元模型可靠性。首先分别构建出文献 [6] 中讨论的方形、六边形、圆形和文献 [11] 中探究的八边形截面薄壁管, 这 4 个模型受动态轴向压溃后实验与数值模拟的变形模式结果对比情况可见图 3, 各模型实验与数值模拟的变形模式相似度较高。

进一步地, 构建出文献 [16] 中具有代表性的 S-1、S-3、S-5 和 S-6 薄壁圆管模型, 其参数见表 2。由于文献中只给出了 S-1 模型的变形模式和力-位移曲线, 因此将 S-1 实验与数值模拟结果的对比情况分别绘制成图 4 和图 5, 将各模型实验与数值模拟结果列于表 3。比较后发现: S-1 圆管受压溃后呈现出混合变形模式, 与实验结果相似性较强; 压溃过程的力-位移曲线与实验所得曲线变化趋势吻合度较好, 数值上存在差异, 但偏差在可接受范围内。综上, 所建立的有限元模型能够较好地反映结构变形模式受压溃时的载荷以及吸能情况, 故可靠性较高。

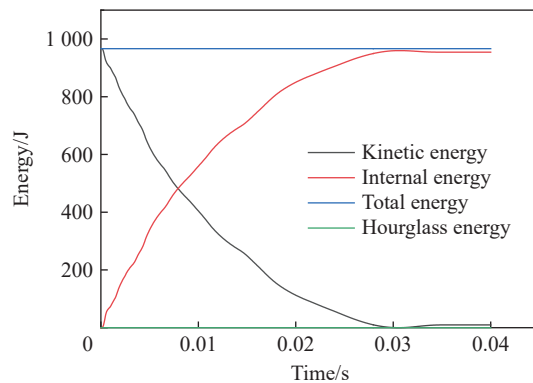


图 2 能量变化情况

Fig. 2 Energy change

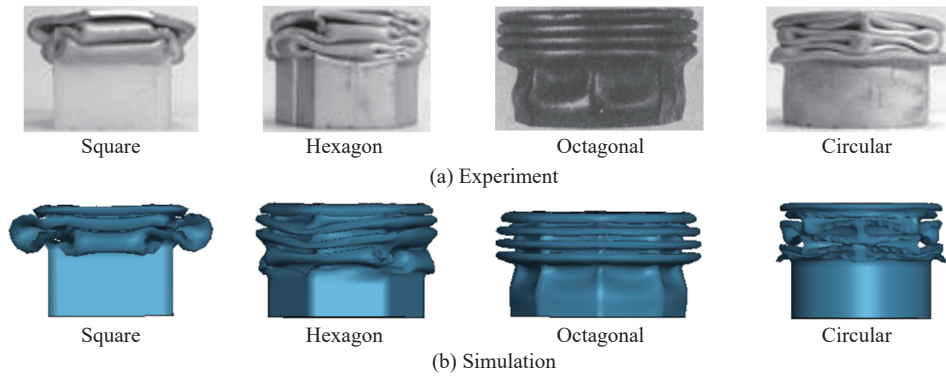


图 3 薄壁管变形模式的实验与模拟对比情况

Fig. 3 Comparison of experiment and simulation of four kinds of thin-walled tube deformation modes

表 2 有限元验证模型尺寸参数^[16]

Table 2 Finite element verification model size parameters^[16]

模型	长度/mm	直径/mm	厚度/mm	撞击初速度/(m·s ⁻¹)	冲击墙质量/kg
S-1	180	40	1.0	4.3	104.5
S-3	180	40	2.0	5.9	104.5
S-5	180	40	2.5	6.6	104.5
S-6	180	50	3.0	10.7	91.0



图 4 S-1 模型实验与数值模拟变形模式对比
Fig. 4 Comparison of experiment and simulation deformation modes of S-1 model

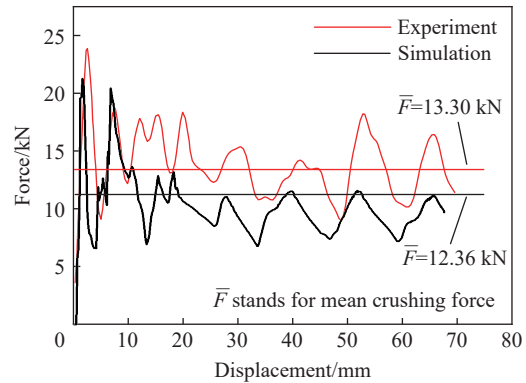


图 5 S-1 模型实验与数值模拟力-位移曲线对比
Fig. 5 Comparison of force-displacement curves between experiment and simulation of S-1 model

表 3 实验与数值模拟结果对比

Table 3 Comparison of experimental and simulation numerical results

模型	总吸能/J			平均压溃力/kN		
	实验	数值模拟	误差/%	实验	数值模拟	误差/%
S-1	998	958	4.18	13.03	12.39	5.17
S-3	1 858	1 835	1.25	46.40	45.79	1.33
S-5	2260	2 197	2.88	42.30	41.02	3.12
S-6	5081	4996	1.70	86.00	84.03	2.34

2 研究结果及讨论

吸能结构一般依靠其材料的变形来对外部冲击能进行吸收耗散, 其性能一般由总吸能 E 、比吸能 δ 、初始峰值压溃力 F_0 、平均压溃力 \bar{F} 、压溃力效率 η 等指标进行衡量, 同时对于类似落锤冲击的动态工况, 还应考虑有效压溃长度 l 。着重关注比吸能以及有效压溃长度, 并且期望薄壁管兼具高比吸能和较低的有效压溃长度, 暨能够在一定质量下吸收更多冲击能, 同时具备较强的轴向抗冲击能力, 能够在更短的进程中使外部冲击物减速制动。各指标示意可见图 6, 计算式为:

$$\begin{cases} E = \int_0^l F(x)dx \\ \delta = \frac{E}{m} \\ \eta = \frac{F_0}{\bar{F}} \end{cases} \quad (1)$$

式中: F 为压溃过程结构受力, m 为结构质量。

2.1 薄壁管变形模式分析

构建等质量条件下正高斯曲率曲面 (positive Gaussian curvature, PGC), 零高斯曲率曲面 (zero Gaussian curvature, ZGC) 和负高斯曲率曲面 (negative Gaussian curvature, NGC) 等 3 类曲率情况下的正方形 (square, S)、六边形 (hexagon, H)、八边形 (octagon, O) 和圆形 (circular, C) 横截面薄壁管, 共计 12 个。由于材料密度相同, 使模型体积相同即可保证质量相同。

将其中某一模型沿纵向剖切, 所得剖面的一半会产生两段曲线, 将两段曲线进行数学表达及处理, 之后将相应结构横截面面积 S 沿任意一条曲线方向进行积分即可求得其体积 V 。以 NGC-S 模型为例, 如图 7 所示: 沿纵向剖切得剖面 (红线所围区域), 其上两曲线分别为 y_1, y_2 , 则 NGC-S 体积 $V_{\text{NGC-S}}$ 等于其横截面面积 S_S 沿任一曲线积分为:

$$\begin{cases} S_S = 16y_2 - 16 \\ V_{\text{NGC-S}} = \int_{-90}^{90} S_S dx \end{cases} \quad (2)$$

因此, 求得各薄壁管横截面面积与边长 a 或半径 r 之间关系式关系式, 即可进一步推得其体积:

$$\begin{cases} S_S = 8a - 16 \\ S_H = 12a - 8\sqrt{3} \\ S_O = 16(a - 0.83) \\ S_C = 4\pi(r - 1) \end{cases} \quad (3)$$

为确保结构变形从初始受冲击端发生, 进而获得完整变形形态, 在薄壁管顶端添加长 1.5 mm、与水平面呈 37° 角的斜坡触发结构^[19], 见图 8。

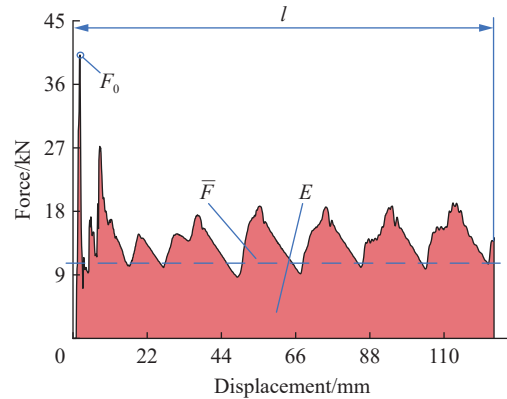


图 6 冲击过程中力-位移曲线

Fig. 6 Force-displacement curve during impact

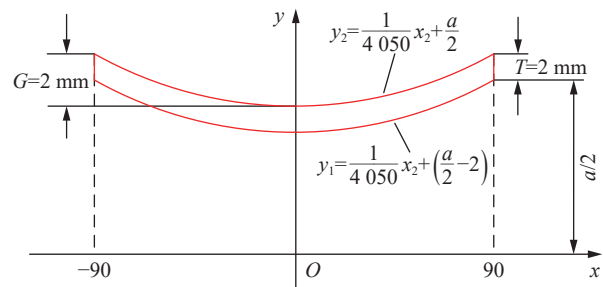


图 7 NGC-S 剖切面示意图

Fig. 7 Schematic diagram of section plane of NGC-S

各模型冲击压溃后变形模式如图 9 所示。首先从截面类型角度分析可知: 正方形截面下的各结构呈轴对称模式, 且产生的褶皱间距较大; 六边形与八边形结构则表现出轴对称模式和混合模式; 对于圆截面, 只有 NGC-C 结构表现为轴对称模式, 其余均为混合模式。其次从高斯曲率类型角度分析可知: 负高斯曲率情况下各结构均呈现轴对称模式; 正高斯曲率结构中除 PGC-S 外均为混合模式; 零高斯曲率情况下除 ZGC-C 外均为轴对称模式。由上述现象可知, 当前工况下方形截面结构变形模式并不会随着高斯曲率类型的改变而改变。在负高斯曲率条件下这 4 类不同截面类型薄壁管更易产生轴对称变形。

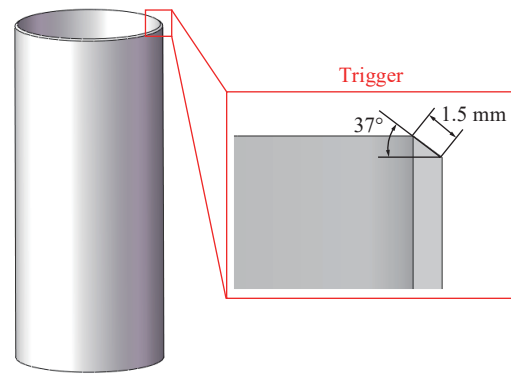


图 8 触发结构

Fig. 8 Trigger structure

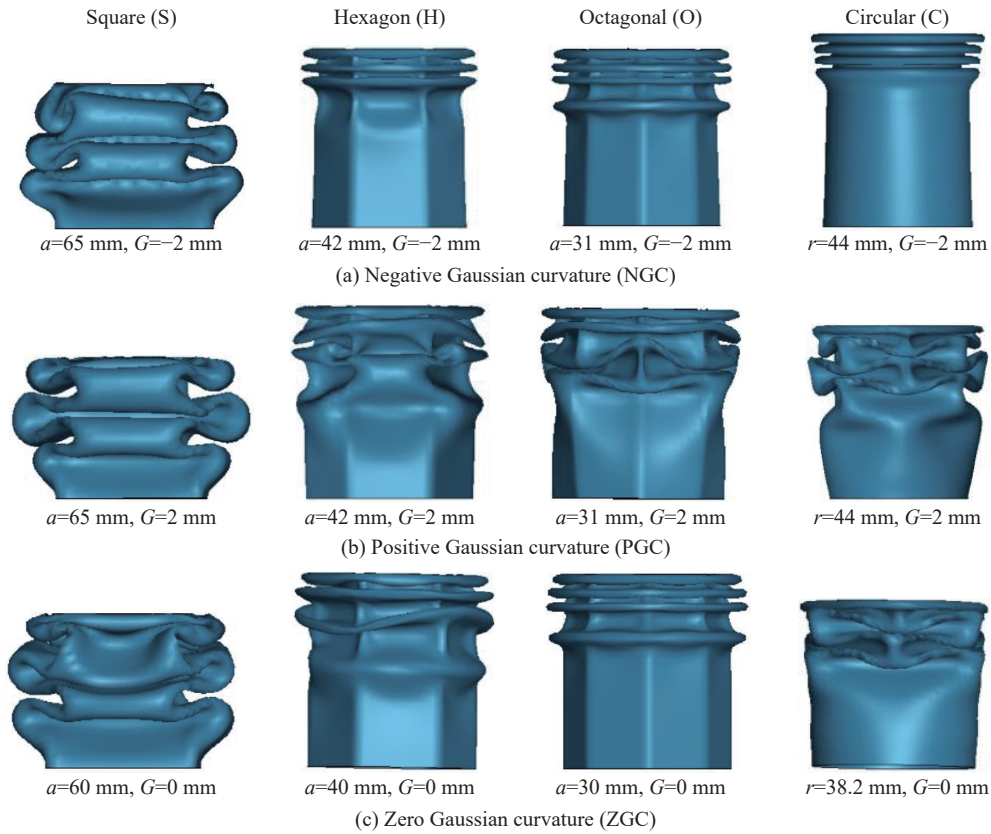


图 9 变形模式对比

Fig. 9 Comparison of deformation modes

各结构力-位移曲线如图 10 所示, 其中方形截面结构曲线在 3 类曲率情况中均位于最下方, 且其有效压溃长度最大。负高斯曲率情况下 NGC-C 结构载荷波动程度较低且其有效压溃长度最小, 如图 10(a) 所示。正高斯曲率结构中, PGC-C 结构载荷曲线位于 PGC-H 以及 PGC-O 之下, 且初期载荷波动较大, 如图 10(b) 所示。零高斯曲率结构中, ZGC-H 和 ZGC-O 载荷变化趋势相似性较强且曲线明显位于 ZGC-S 和 ZGC-C 之上, 如图 10(c) 所示。由上述现象可知, 方形截面结构的吸能以及轴向抗冲击性较差, 圆形截面结构在负高斯曲率下表现出了较小的有效压溃长度, 能够在更短进程中使冲击墙制动, 抗冲击性较好。

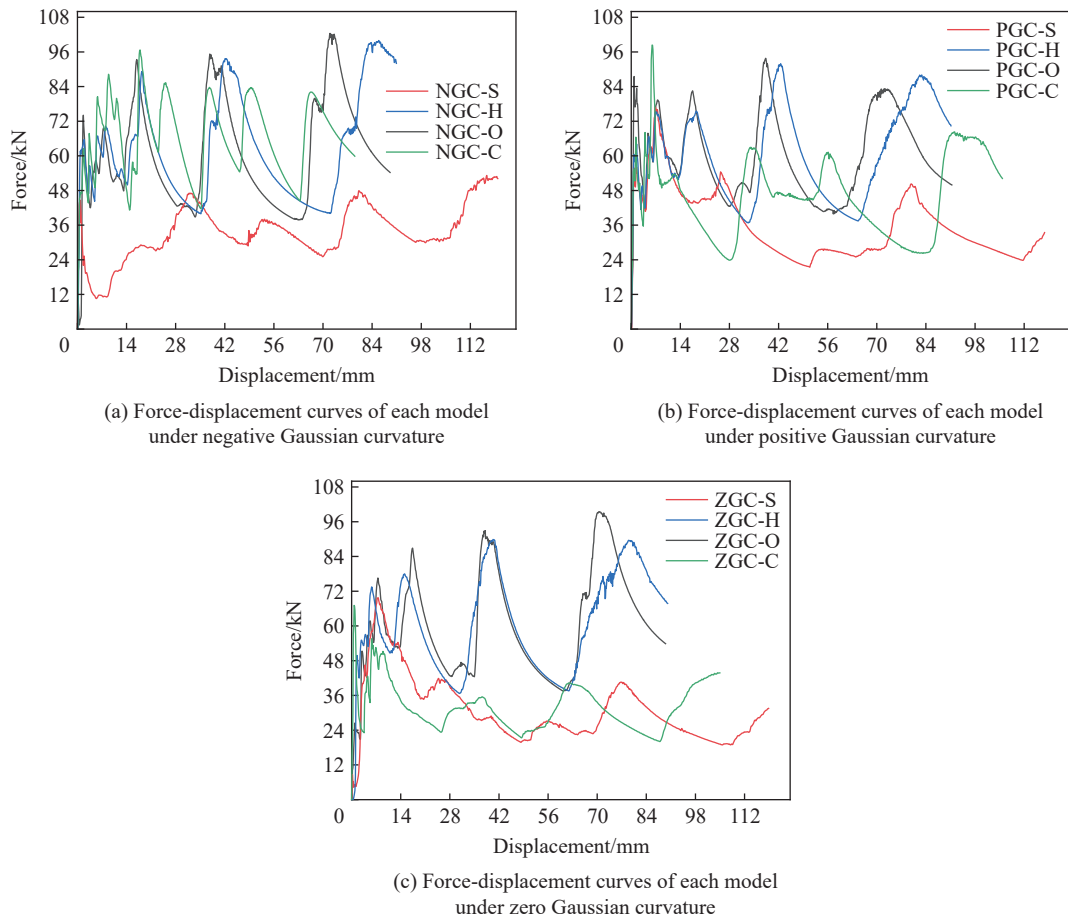


图 10 3 类高斯曲率情况下的模型力位移曲线

Fig. 10 Force-displacement curves of model under three kinds of Gaussian curvature

2.2 薄壁管吸能情况分析

为进一步探究各结构吸能特性, 从力-位移曲线中提取各性能指标, 将结果绘制成图 11。分析可得, 对于零高斯曲率情况下的各模型, 其截面类型从四边形变化至六边形后, 总吸能、比吸能、初始峰值力以及压溃力效率均大幅增加, 有效压溃长度则显著减小, 这是由于随着截面边数增加结构抗变形能力增强, 变形区域增多, 变形模式发生改变。但随着边数进一步增加至圆截面, 性能指标差异逐渐减小, 上述指标变化情况与文献 [14] 所得一致, 其中 ZGC-O 结构的比吸能和有效压溃长度最优, 如图 11(a) 所示。上述由于截面边数增加所产生的指标变化情况同样在正高斯曲率和负高斯曲率情况下出现, 但在正高

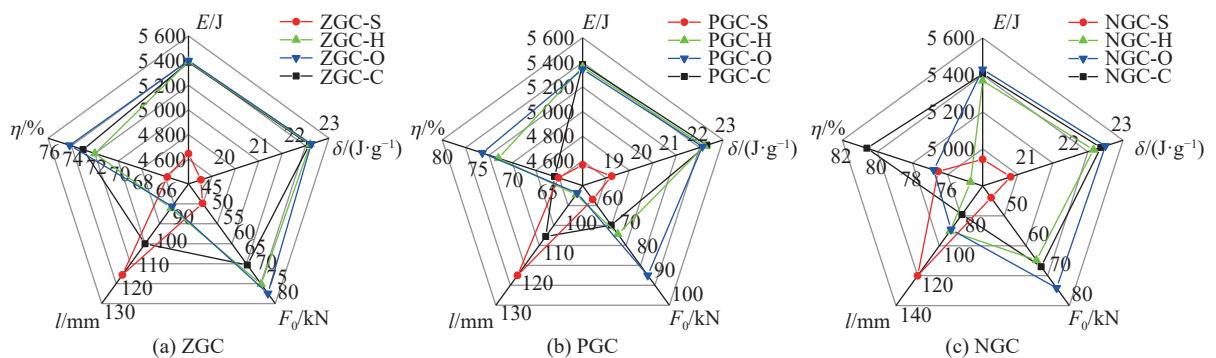


图 11 3 类高斯曲率情况下的模型性能指标比较

Fig. 11 Comparison of model performance indexes under three kinds of Gaussian curvature

斯曲率组中 PGC-H 结构的比吸能和有效压溃长度最优, 如图 11(b) 所示。负高斯曲率组中 NGC-O 结构的比吸能最优; NGC-C 的有效压溃长度指标最优, 如图 11(c) 所示。

为在 3 组模型中实现结构优选, 鉴于文献 [20] 的成功经验, 本文中借助复杂比例评估法 (complex proportion assessment, COPRAS) 首先对比吸能、有效压溃长度、初始峰值力和压溃力效率四项性能指标进行了权重分配, 其次对各结构进行了综合性能评分, 从而实现针对各结构的客观评价以及准确择优, COPRAS 法流程如图 12 所示, 图中: w_j 代表性能指标的权重因子; S^+ 、 S^- 分别代表有利值和不利值; Q_i 、 U_i 分别代表综合性能评分和相对分值, U_i 越大说明该结构综合性能越好。

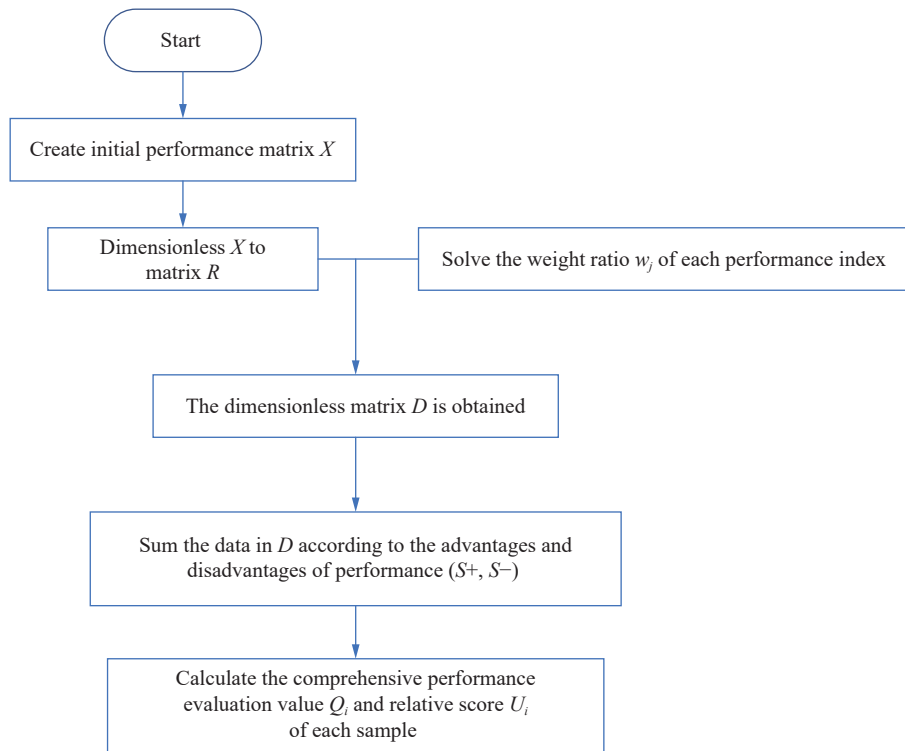


图 12 COPRAS 法流程图

Fig. 12 Process flow chart of COPRAS method

由于本文中期望性能优异的吸能结构应兼具高比吸能和低有效压溃长度, 因此考虑指标 δ 、 l 同时享有最高优先级, 其次为 η 、 F_0 。根据 COPRAS 法, 高优先级指标与低优先级指标对比时, 前者赋 3 分, 后者赋 1 分; 相同优先级对比时, 二者各赋 2 分, 最终将各指标得分数据运算后给出权重因子 w_j 。上述 4 项性能指标的权衡赋分过程以及被分配的权重因子 w_j 列于表 4, 各结构通过 COPRAS 法所获取的相关计算值以及最终综合性能排名情况列于表 5。

COPRAS 法分析结果表明, NGC-C 结构在 3 组模型中综合性能最优, 其次为 ZGC-O 和 PGC-H。

表 4 指标 δ 、 l 、 F_0 、 η 的权衡赋分过程及其权重因子 w_j

Table 4 Weighing and scoring process of four indicators (δ , l , F_0 , η) and their weighting factors (w_j)

指标	$\delta-l$	$\delta-F_0$	$\delta-\eta$	$l-F_0$	$l-\eta$	$F_0-\eta$	w_j
δ	2	3	3				0.333
l	2			3	3		0.333
F_0		1		1		1	0.126
η			1		1	3	0.208

表 5 各结构 COPRAS 法相关计算值

Table 5 Relevant calculated values of COPRAS method for each structure

结构	S+	S-	Q_i	U_i	排名
NGC-S	0.020	0.034	0.237	90.54	11
NGC-H	0.021	0.031	0.243	92.76	6
NGC-O	0.020	0.035	0.238	90.96	9
NGC-C	0.034	0.031	0.262	100.00	1
PGC-S	0.041	0.034	0.242	92.37	7
PGC-H	0.043	0.047	0.258	98.46	3
PGC-O	0.039	0.060	0.234	89.37	12
PGC-C	0.042	0.052	0.249	95.26	4
ZGC-S	0.040	0.056	0.239	91.39	8
ZGC-H	0.050	0.039	0.237	90.69	10
ZGC-O	0.054	0.053	0.262	99.98	2
ZGC-C	0.060	0.063	0.247	94.39	5

为进一步分析 NGC-C 结构各项性能指标, 将 NGC-C、PGC-H 和 ZGC-O 三者的力-位移曲线绘制成图 13(a), 发现 NGC-C 有效压溃长度最小, 载荷波动程度最小。从曲线中提取出各项性能指标, 绘制成图 13(b), 发现 NGC-C 结构的比吸能比 ZGC-O 高 0.1%, 比 PGC-H 低 0.6%。但有效压溃长度比 ZGC-O 低 12.0%, 比 PGC-H 低 15.0%。可知在相同工况下若压溃相同距离, NGC-C 结构具备较大能量吸收潜力。进一步地, 利用应变云图来表现 NGC-C 受轴向冲击后所发生的变形情况, 并取 ZGC-O 为对照, 如图 15 所示。其中褶皱波长定义及计算方法参照文献 [21], 褶皱波长越小说明结构对于冲击能吸收越充分, 吸能效率越高。其次引入平均应变值来衡量结构综合应变程度, 相同工况下该值越大说明结构变形程度越大, 能够吸收更多冲击能, 平均应变值根据总应变与单元总数相除得出:

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i}{n} \tag{4}$$

式中: b 为单元平均应变值, ε_i 为第 i 个单元所产生的应变值, n 为单元总数。

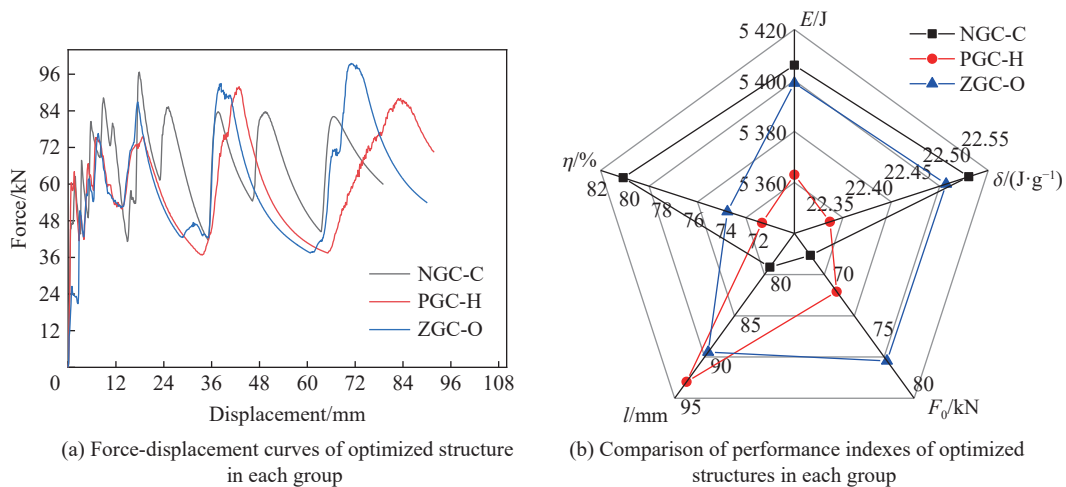


图 13 各组优选模型结果比较

Fig. 13 Comparison of optimal model results of each group

比较后发现, NGC-C 结构变形区域形状为条带状, 对应轴对称变形模式下所产生的均匀褶皱, 褶皱波长均值为 25 mm, $b=0.118$, 如图 14(a) 所示; ZGC-O 结构变形区域主要集中在 8 条棱边上且轴向分布不均匀, 同样存在条带状变形区域, 褶皱波长均值为 33 mm, 吸能情况很大程度受棱边数量的影响, 同时 $b=0.103$, 如图 14(b) 所示。因此, NGC-C 结构单元平均应变值更大, 褶皱波长更小。综合以上分析可知, NGC-C 结构具有吸能效率高, 轴向抗冲击性好等优点, 更适合作为能量吸收结构。

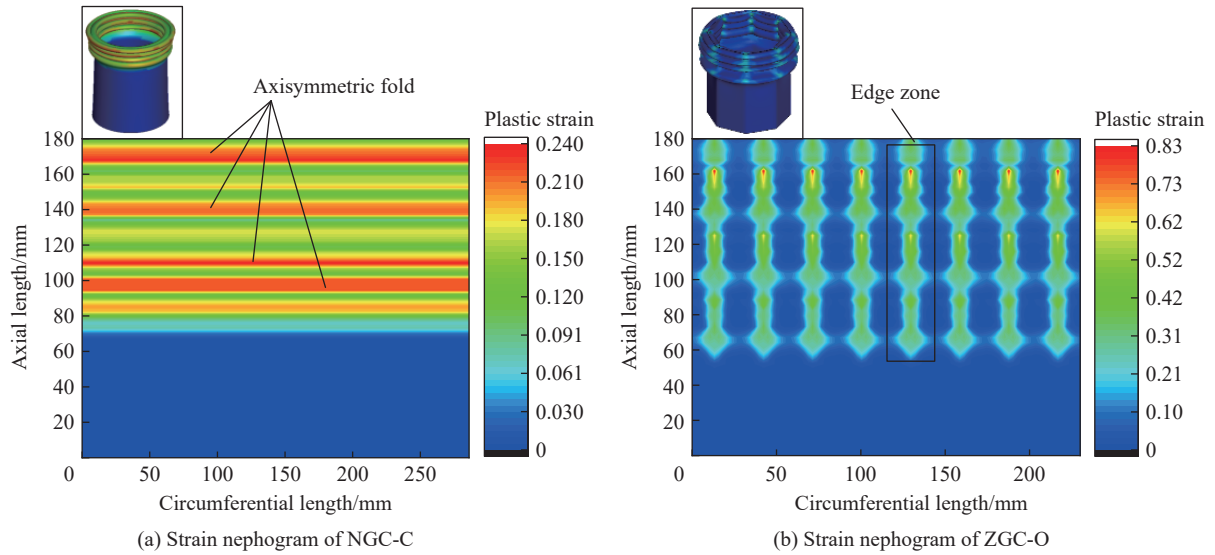


图 14 NGC-C 与 ZGC-O 结构的应变情况

Fig. 14 Strain of NGC-C and ZGC-O structure

3 薄壁圆管优化设计

3.1 代理模型建立

步骤 1: 优化问题。以比吸能最大化和有效压溃长度最小化为优化目标, 参数 T 、 G 、 R 为优化变量, 参考薄壁管定义(外径与壁厚之比大于 20), 规定参数 T 、 G 、 R 取值范围分别为 1~5 mm、-10~10 mm、60~100 mm。综上, 优化问题为:

$$\begin{aligned} & \text{Max } \delta; \text{ Min } l \\ & \text{s.t. } \begin{cases} 1 \text{ mm} \leq T \leq 5 \text{ mm} \\ -10 \text{ mm} \leq G \leq 10 \text{ mm} \\ 60 \text{ mm} \leq R \leq 100 \text{ mm} \end{cases} \end{aligned} \quad (5)$$

步骤 2: 样本点选取。为确保优化变量取值范围的全覆盖, 采用拉丁超立方抽样法进行样本点选取, 并获取各样本点的响应值, 如表 6 所示。

表 6 样本点及其响应

Table 6 Sample points and responses

样本点	T/mm	G/mm	R/mm	$\delta/(\text{J}\cdot\text{g}^{-1})$	l/mm
1	2.31	-0.55	80.77	19.12	77.4
2	4.92	1.25	96.63	8.03	19.6
3	2.44	-2.99	69.24	23.23	78.3
4	2.88	2.57	86.08	13.68	53.3
5	3.20	9.85	76.66	12.02	37.2
6	4.30	0.88	75.14	11.36	25.8

表 6 (续)
Table 6 (Continued)

样本点	T/mm	G/mm	R/mm	$\delta/(J \cdot g^{-1})$	l/mm
7	4.78	4.20	71.32	10.31	21.1
8	2.73	-1.90	66.34	20.12	61.9
9	1.15	-8.37	82.49	27.73	146.2
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
18	3.23	8.60	62.27	14.63	41.3
19	4.51	-3.49	64.50	13.86	23.6
20	3.67	7.92	73.80	11.43	30.9

步骤 3: 响应面代理模型建立。鉴于文献 [22] 中的成功案例, 采用多项式响应面代理模型表达设计变量与响应之间的关系。为验证代理模型的准确性, 采用调整后的拟合优度系数 R_{Adj}^2 来衡量, 该系数越接近 1 说明模型准确性越好, 具体模型表达式如下:

$$\delta = 73.6 - 12.38T - 0.719G - 1.235R + 0.891T^2 - 0.00193G^2 + 0.00835R^2 + 0.0042TG + 0.0583TR + 0.01039GR \quad R_{Adj}^2 = 0.9820 \quad (6)$$

$$l = 291.0 - 104.97T + 1.29G - 1.03R + 10.666T^2 - 0.0341G^2 + 0.0003R^2 - 0.084TG + 0.155TR - 0.0333GR \quad R_{Adj}^2 = 0.9913 \quad (7)$$

3.2 优化结果及讨论

基于上述代理模型, 借助改进非支配排序遗传算法(NSGA-II)进行多目标优化。优化后所得出的非劣解组成了帕累托解集, 该解集在空间上形成了帕累托前沿(Pareto front)。为从解集中选取最合适的解, 使用最小距离法得到最优点 B , 如图 15 所示。该点对应最优解为 $T=2.56$ mm、 $G=-9.71$ mm 和 $R=75.48$ mm, 对应的响应值 $\delta=26.24$ J/g、 $l=69.29$ mm。根据最优解参数建立有限元模型, 将所得数值模拟结果与上述代理模型预测结果进行对比, 对比结果见表 7。比吸能和有效压溃长度的数值模拟与预测结果相对误差均在 5% 以内, 优化结果准确度较高。相较于 2.2 节中通过 COPRAS 法评定的最优 NGC-C 结构, 优化后所得出的 NGC-C 结构的比吸能提高了 16.47%, 有效压溃长度降低了 12.4%, 同时结构质量降低了 20.18%。设计人员可通过更改 α 角来改变比吸能与有效压溃长度的权重, 进而选取能够满足工艺性能需求的最优解。

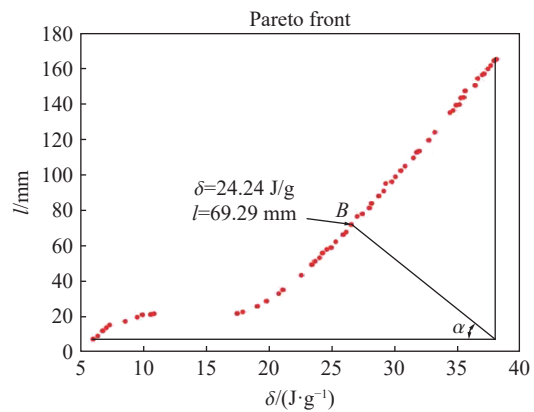


图 15 Pareto 解集
Fig. 15 Pareto solution set

表 7 数值模拟与代理模型预测结果对比

Table 7 Comparison of simulation and agent model prediction results

项目	$\delta/(J \cdot g^{-1})$	l/mm
预测结果	26.24	69.29
数值模拟结果	27.21	73.37
误差/%	3.56	4.19

4 结 论

本文中提出了一种负高斯曲率薄壁吸能结构, 通过文献验证有限元模型的可靠性, 对其进行轴向动态冲击模拟, 分析了该结构的吸能特性。借助 COPRAS 法将其与各类非负高斯曲率薄壁结构进行了性能对比。最终利用拉丁超立方抽样法构建样本空间, 借助响应面法建立代理模型, 通过 NSGA-II 遗传算法求解出最优解集, 对设计参数进行了优选, 主要结论如下。

(1) 通过数值模拟对薄壁圆管进行动态轴向压溃所得出的力-位移曲线和变形模式均与文献中相应结果一致性较好, 所建立的有限元模型的可靠性较高。

(2) 在等质量条件下与各类非负高斯曲率薄壁结构比对后发现, 负高斯曲率圆管综合性能最优。相同动态冲击工况下, 该结构能够在更短的进程中使冲击墙制动, 同时能够吸收更多的冲击能, 故其较适合作为能量吸收结构。

(3) 优化后负高斯曲率圆管结构的比吸能提高了 16.47%, 有效压溃长度降低了 12.40%, 同时结构质量降低了 20.18%。设计人员能够根据不同工艺性能要求, 从最优解集中选取最适合的设计参数组合。

参考文献:

- [1] KARL F G. 关于曲面的一般研究 [M]. 陈惠勇, 译. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2016: 47-83.
- [2] 郭佳民, 刘欣丹, 鲁青青, 等. 一种负高斯曲率索穹顶: CN104631620A[P]. 2015-05-20.
- [3] 陈昕, 沈世钊. 负高斯曲率单层网壳的刚度及整体稳定性研究 [J]. 哈尔滨建筑工程学院学报, 1990(2): 80-89.
CHEN X, SHEN S Z. Study on stiffness and global stability of single-layer reticulated shells with negative Gaussian curvature [J]. Journal of Harbin Institute of Architectural Engineering, 1990(2): 80-89.
- [4] 李松晏, 郑志军. 高速列车吸能结构设计和耐撞性分析 [J]. 爆炸与冲击, 2015, 35(2): 164-170. DOI: 10.11883/1001-1455(2015)02-0164-0.
LI S Y, ZHENG Z J. Energy absorbing structure design and crashworthiness analysis of high-speed trains [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2015, 35(2): 164-170. DOI: 10.11883/1001-1455(2015)02-0164-0.
- [5] KARAGIOZOVA D, NURICK G N, KIM C Y, et al. Energy absorption of aluminium alloy circular and square tubes under an axial explosive load [J]. *Thin-Walled Structures*, 2004, 43(6): 956-982. DOI: 10.1016/j.tws.2004.11.002.
- [6] YAMASHITA M, HATTORI T, NISHIMURA N, et al. Quasi-static and dynamic axial crushing of various polygonal tubes [J]. *Key Engineering Materials*, 2007, 340: 1399-1404. DOI: 10.4028/www.scientific.net/kem.340-341.1399.
- [7] LI J, LIU J, LIU H, et al. A precise theoretical model for laterally crushed hexagonal tubes [J]. *Thin-Walled Structures*, 2020, 152: 106750. DOI: 10.1016/j.tws.2020.106750.
- [8] ALAVI NIA A., PARSAPOUR M. Comparative analysis of energy absorption capacity of simple and multi-cell thin-walled tubes with triangular, square, hexagonal and octagonal sections [J]. *Thin-Walled Structures*, 2014, 74: 155-165. DOI: 10.1016/j.tws.2013.10.005.
- [9] PIRMOHAMMAD S, ESMAEILI-MARZDASHTI S. Multi-objective crashworthiness optimization of square and octagonal bitubal structures including different hole shapes [J]. *Thin-Walled Structures*, 2019, 139: 126-138. DOI: 10.1016/j.tws.2019.03.004.
- [10] MAMALIS A, MANOLAKOS D, IOANNIDIS M, et al. Finite element simulation of the axial collapse of metallic thin-walled tubes with octagonal cross-section [J]. *Thin-Walled Structures*, 2003, 41(10): 891-900. DOI: 10.1016/s0263-8231(03)00046-6.
- [11] MAMALIS A G, MANOLAKOS, D E BALDOUKAS A K, et al. Energy dissipation and associated failure modes when axially loading polygonal thin-walled cylinders [J]. *Thin-Walled Structures*, 1991, 12(1): 17-34. DOI: 10.1016/0263-8231(91)90024-d.
- [12] AL GALIB D, LIMAM A. Experimental and numerical investigation of static and dynamic axial crushing of circular aluminum tubes [J]. *Thin-Walled Structures*, 2004, 42(8): 1103-1137. DOI: 10.1016/j.tws.2004.03.001.
- [13] 路国运, 段晨灏, 雷建平, 等. 金属圆柱壳受大质量低速冲击的屈曲变形 [J]. 爆炸与冲击, 2015, 35(2): 171-176. DOI: 10.11883/1001-1455(2015)02-0171-06.
LU G Y, DUAN C H, LEI J P, et al. Dynamic buckling of the cylindrical shell impacted by large mass with low velocity [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2015, 35(2): 171-176. DOI: 10.11883/1001-1455(2015)02-0171-06.

- [14] 张宗华, 刘书田. 多边形薄壁管动态轴向冲击的耐撞性研究 [C]//2007 中国汽车工程学会年会论文集.2007: 449–455.
- [15] GUILLOW S R, LU G, GRZEBIETA R H. Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2001, 43(9): 2103–2123. DOI: 10.1016/S0020-7403(01)00031-5.
- [16] ZAREI H R, KRÖGER M. Multiobjective crashworthiness optimization of circular aluminum tubes [J]. *Thin-Walled Structures*, 2006, 44(3): 301–308. DOI: 10.1016/j.tws.2006.03.010.
- [17] HOU S J, HAN X, SUN G Y, et al. Multiobjective optimization for tapered circular tubes [J]. *Thin-Walled Structures*, 2011, 49(7): 855–863. DOI: 10.1016/j.tws.2011.02.010.
- [18] MARZBANRAD J, EBRAHIMI M R. Multi-objective optimization of aluminum hollow tubes for vehicle crash energy absorption using a genetic algorithm and neural networks [J]. *Thin-Walled Structures*, 2011, 49(12): 1605–1615. DOI: 10.1016/j.tws.2011.08.009.
- [19] PALANIVELU S, VAN PAEPEGEM W, DEGRIECK J, et al. Parametric study of crushing parameters and failure patterns of pultruded composite tubes using cohesive elements and seam, part I: central delamination and triggering modelling [J]. *Polymer Testing*, 2010, 29(6): 729–741. DOI: 10.1016/j.polymertesting.2010.05.
- [20] HA N S, PHAM T M, CHEN W S, et al. Crashworthiness analysis of bio-inspired fractal tree-like multi-cell circular tubes under axial crushing [J]. *Thin-Walled Structures*, 2021, 169: 108315. DOI: 10.1016/j.tws.2021.108315.
- [21] WIERZBICKI T. Crushing analysis of metal honeycombs [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 1983, 1(2): 157–174. DOI: 10.1016/0734-743x(83)90004-0.
- [22] 孔祥韶, 杨豹, 周沪, 等. 基于响应面法的纤维金属层合板抗弹性能优化设计 [J]. *爆炸与冲击*, 2022, 42(4): 043301. DOI: 10.11883/bzycj-2021-0146.
- KONG X S, YANG B, ZHOU H, et al. Optimal design of ballistic performance of fiber-metal laminates based on the response surface method [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2022, 42(4): 043301. DOI: 10.11883/bzycj-2021-0146.

(责任编辑 王易难)