

管材成形

半封闭式薄壁结构的耐撞性研究及优化

马 箫, 李烨雯

(沈阳航空航天大学 民用航空学院, 辽宁 沈阳 110000)

摘要: 薄壁结构以其轻量化、易于生产、吸能性好等优异特点广泛应用于汽车、航空航天等领域。在传统吸能结构的基础上, 提出了一种半封闭式薄壁结构, 对比了 4 种截面形状下半封闭铝合金薄壁管与普通裸管的耐撞性。模拟结果显示, 半封闭式薄壁管的吸能性能优于普通裸管, 且半封闭方形管结构的能量吸收能力很强, 比吸能高达 $17952.20 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$, 相较于方形裸管提高了 110%。其中, 螺距为 20 mm 和圈数为 2 的半封闭式薄壁管的耐撞性能较好。最后, 利用响应面法对半封闭管件结构进行优化, 结果表明: 优化后薄壁结构的厚度为 2.496 mm、肋板的厚度为 0.826 mm、螺距为 21.800 mm, 比吸能较优化前提高了 58.04%。研究结果为半封闭结构的实际应用提供了一定的理论依据。

关键词: 薄壁结构; 半封闭; 响应面法; 耐撞性; 吸能性能

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2025.06.010

中图分类号: O342 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2025) 06-0078-08

Research and optimization on crashworthiness for semi-closed thin-walled structures

Ma Xiao, Li Yewen

(Civil Aviation College, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110000, China)

Abstract: Thin-walled structures are widely used in automotive, aerospace and other fields due to their excellent characteristics of light weight, easy production and good energy absorption. Therefore, based on the traditional energy-absorbing structures, a semi-closed thin-walled structure was proposed, and the crashworthiness of semi-closed aluminum alloy thin-walled tubes and ordinary bare tubes under four cross-sectional shapes was compared. The simulation results show that the energy absorption performance of the semi-enclosed thin-walled tube is better than that of the ordinary bare tube, and the semi-closed square tube structure has a strong energy absorption capacity with a specific energy absorption of up to $17952.20 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$, which is 110% higher than that of the square bare tube. Among them, the semi-closed thin-walled tube with a pitch of 20 mm and two loops has better crashworthiness. Finally, the structure of the semi-closed tube was optimized by the response surface method. The results show that the thickness of the optimized thin-walled structure is 2.496 mm, the thickness of rib is 0.826 mm, and the pitch is 21.800 mm, which increases the specific energy absorption by 58.04% compared with that before optimization. Thus, the research results provide a certain theoretical basis for the practical application of semi-closed structure.

Key words: thin-walled structure; semi-closed; response surface method; crashworthiness; energy absorption performance

能量吸收能够减少关键部件的损坏, 减轻事故中不必要的影响, 而薄壁结构可以通过牺牲塑性变形来吸收关键部件承受的冲击动能。

通过大量研究发现, 薄壁结构的能量吸收能力受到许多设计因素的影响, 如截面边数、薄壁管的胞数、薄壁结构材料等。Alexander J M^[1]首次分析

了利用薄壁圆柱外壳作为吸收器吸收掉的落组件的能量。Mamalis A G 等^[2-3]研究了不同壁厚条件下, 截面为圆柱和圆锥的铝合金薄壁结构的变形行为和塌陷模式, 发现较厚的薄壁结构与较薄的薄壁结构变形模式不相同; 在单一形状的基础上, 加入了八边形, 比较了薄壁八边形管与圆管、方管在轴向静压作用下的吸能效率。

在冲击载荷的作用下, 金属薄壁结构的变形情况复杂, 吸能性能参差不齐, 普通的单胞结构已经无法满足当下时代的发展。与普通单胞薄壁结构相比, 多胞薄壁结构可以利用管壁之间的相互作用提高耐撞性。Nia A A 等^[4]在普通单胞的基础上, 设

收稿日期: 2024-07-06; 修订日期: 2024-10-19

基金项目: 校引进人才科研启动基金项目 (19YB18)

作者简介: 马 箫 (1987-), 女, 博士, 讲师

E-mail: 540721373@qq.com

通信作者: 李烨雯 (2000-), 女, 硕士研究生

E-mail: 2416165907@qq.com

计了三角形、方形、六角形、八边形的多胞结构,与简单截面相比,多胞管比吸能更高,其中六边形与八边形的吸能性能较好,对于多边形截面,边数越低,比吸能越小。Wu S Z 等^[5]在简单多胞结构的基础上设计了新型的多胞薄壁结构的五胞管,对动态冲击下的五胞管进行了设计优化。为提高多胞薄壁结构的轴向耐撞性,林启权等^[6]基于动态拓扑优化得到最优截面构型,设计了一种混合多胞结构,比吸能增加了 45.78%。Cetin E 和 Baykasoglu C^[7]提出了一种新型的混合结构,薄壁结构填充晶格材料,结果表明,晶格结构和薄壁管相互作用,对彼此的屈曲和弯曲抵抗能力有相互的贡献,选择适当晶格结构参数可以显著提高吸能性能。

近年来,许多学者在传统薄壁结构的基础上进行了创新。Ma J Y 等^[8]在薄壁结构的表面进行预先折叠,利用图案触发预定的变形模式,提高了能量吸收能力。Wang K 等^[9]利用 3D 打印技术加工形状记忆的薄壁圆形结构,以可逆的能量吸收为研究对象,显示出可逆能量吸收在工程中的潜力。张海燕等^[10]和陈雅婷等^[11]基于竹子、莲藕和问荆,设计了仿生薄壁结构,通过 Abaqus 模拟仿真和 3D 打印等技术,改善了薄壁空管的耐撞性。

以上皆为全封闭式薄壁结构的研究,虽然开口薄壁结构的吸能性能优于封闭薄壁结构,但失稳变形模式不稳定,想要实现可控渐进的稳定变形模式比较困难。Ren Y R 等^[12]开展了用于飞机客舱地板的开壳结构的跌落试验,研究了几何因素对开壳结构耐撞性的影响,发现开壳结构与封闭对称结构的冲击特性存在相似性。Hirokazu Shoji 等^[13]对开截面短柱进行落锤等冲击试验,利用有限元 LS-DYNA 对理想带进行加固,提高了冲击吸收能力。毕思蕊^[14]考虑到实际工程中检查闭口结构内部结构腐蚀情况的困难,研究了开口薄壁结构的耐撞性和能量吸收。

综上所述,传统的耐撞性研究多基于封闭式的圆管、方管等,或为全开口的波纹结构,对于半封闭式薄壁结构研究较少。传统封闭式的薄壁结构能量吸收稳定,常以对称手风琴模式、非轴对称金刚石模式、混合模式和整体模式欧拉失稳模式变形,为了得到渐进可控的变形模式,研究者进行了各种尝试;而全开口的薄壁结构如波纹板等,有较高的比吸能,但变形模式较为不稳定。本文旨在结合封闭与开口结构,设计一种半封闭式薄壁结构,通过研究其吸能性能得出能量吸收最优的半封闭式薄壁结构,再通过对几何参数的设计,尽可能地提高吸

能性能,使变形模式更为稳定。

1 半封闭式薄壁结构设计及有限元模型建立

1.1 几何结构设计

本文对不同截面形状的薄壁裸管和半封闭管进行轴向压缩,截面形状考虑似对称结构,尽量提高其吸能性能,因此,设计了 4 种简单的截面结构(三角形、方形、六边形、八边形),如图 1 所示。简单截面的编码如下:三角形为 Tr、方形为 Sq、六边形为 Hx 和八边形为 Oc,半封闭为 sc,即 Tr-sc、Sq-sc、Hx-sc 和 Oc-sc 表示半封闭式不同截面形状。半封闭式不同截面形状的高度均为 300 mm,螺距为 20 mm,圈数为 2。为了保证薄壁结构的轻量化,材料选取了 6061-T6 铝合金,在其强度满足设计要求的前提下,模态和刚度优于钢制材料,减轻率达 55.4%^[15-16]。

1.2 耐撞性指标

为了评价半封闭薄壁结构的耐撞性能,选取了初始峰值载荷 F_m 、总能量吸收(Energy Absorption, EA)、比吸能(Specific Energy Absorption, SEA)和碰撞力效率(Collision Force Efficiency, CFE)作为结构吸能表现的评价指标。 F_m 也称压溃变形初始阶段的最大峰值力,是力-位移曲线第 1 个折叠形成的,初始峰值载荷过大,在实际应用中会产生较大的加速度,造成危险。其中,总能量吸收 EA 可由力-位移曲线积分得到,如式(1)所示。

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

式中: $F(x)$ 为瞬间冲击力, N; x 为压溃变形位移, mm; d 为压溃变形总位移, mm。

比吸能 SEA 表示单位质量的能量吸收效率,如式(2)所示。

$$SEA = \frac{EA}{m} \quad (2)$$

式中: m 为薄壁结构的总质量, kg。

碰撞力效率 CFE 是衡量结构载荷均匀度的指标,CFE 越大,平均载荷越接近峰值载荷,如式(3)所示。

$$CFE(d) = \frac{MCF(d)}{F_m} \times 100\% = \frac{EA(d)}{d \times F_m} \times 100\% \quad (3)$$

式中: $MCF(d)$ 为平均冲击力, N。

1.3 有限元建模

采用 ABAQUS/Explicit 对不同截面薄壁管的吸能

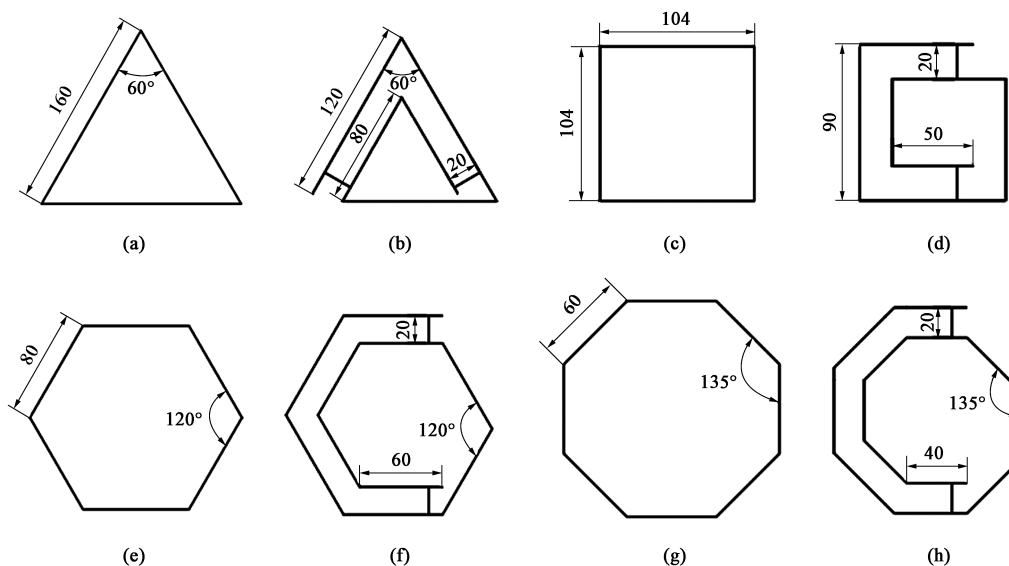


图1 不同截面的设计试样

(a) Tr (b) Tr-sc (c) Sq (d) Sq-sc (e) Hx (f) Hx-sc (g) Oc (h) Oc-sc

Fig. 1 Design samples of different cross-sections

性能进行对比分析,判断各构件的吸能性能。模型包括上下刚性板和薄壁铝合金结构。上刚性板施加加速度对薄壁结构进行准静态轴向压缩,沿 Z 轴下压的位移为200 mm,下刚性板固定不动,如图2所示。6061-T6铝合金的密度为 $2.8 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$,弹性模量 $E=68200 \text{ MPa}$,泊松比 $\mu=0.33$,薄壁管与上下刚性板采用面接触,薄壁管采用自接触,罚函数系数为0.2,单元网格大小取 $2 \text{ mm} \times 2 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ 。该材料的真实应力-真实应变曲线如图3所示。

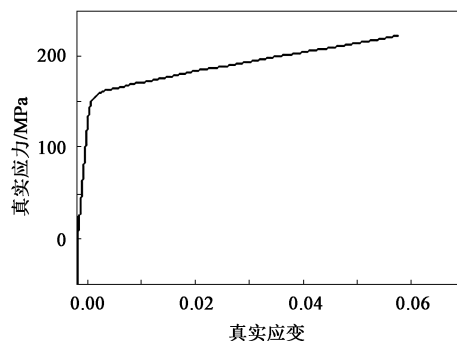


图3 6061-T6 铝合金的真实应力-真实应变曲线

Fig. 3 True stress-true strain curve of 6061-T6 aluminum alloy

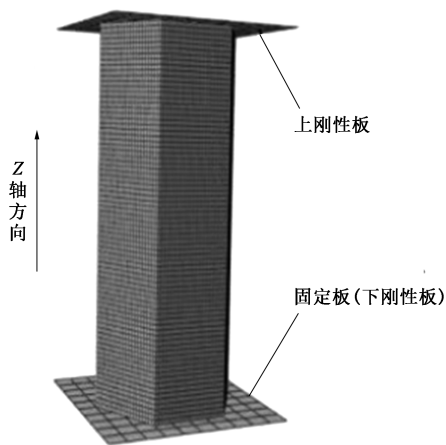


图2 轴向压缩示意图

Fig. 2 Schematic diagram of axial compression

2 结果分析与讨论

如图4所示,不同截面形状裸管和半封闭管的

力-位移曲线变化趋势基本一致,但相比于普通裸管,半封闭式薄壁管较为稳定,载荷波动较小;由于半封闭式薄壁管的质量大,导致其初始峰值力和载荷较大。

当金属薄壁管受到准静态轴向冲击载荷时,载荷随着位移呈线性增加,下压至1 mm左右时,如图5所示,达到初始峰值载荷,此时为初始弹性屈曲阶段。之后随着刚性板继续向下压缩,薄壁管开始出现褶皱,轴向负载呈非线性增加,进入相对稳定的渐进屈曲阶段,此阶段为能量吸收的主要阶段^[17]。

图6为不同截面形状裸管和半封闭管不同位移下的仿真历程,在轴向压缩下薄壁结构呈现渐进折叠模式。随着边数的增加,薄壁管产生了更多的褶皱。普通裸管以稳定的对称手风琴变形模式变形,半封闭式薄壁管先以稳定的对称手风琴模式变形,后切换至整体屈曲变形。对半封闭薄壁管而言,半

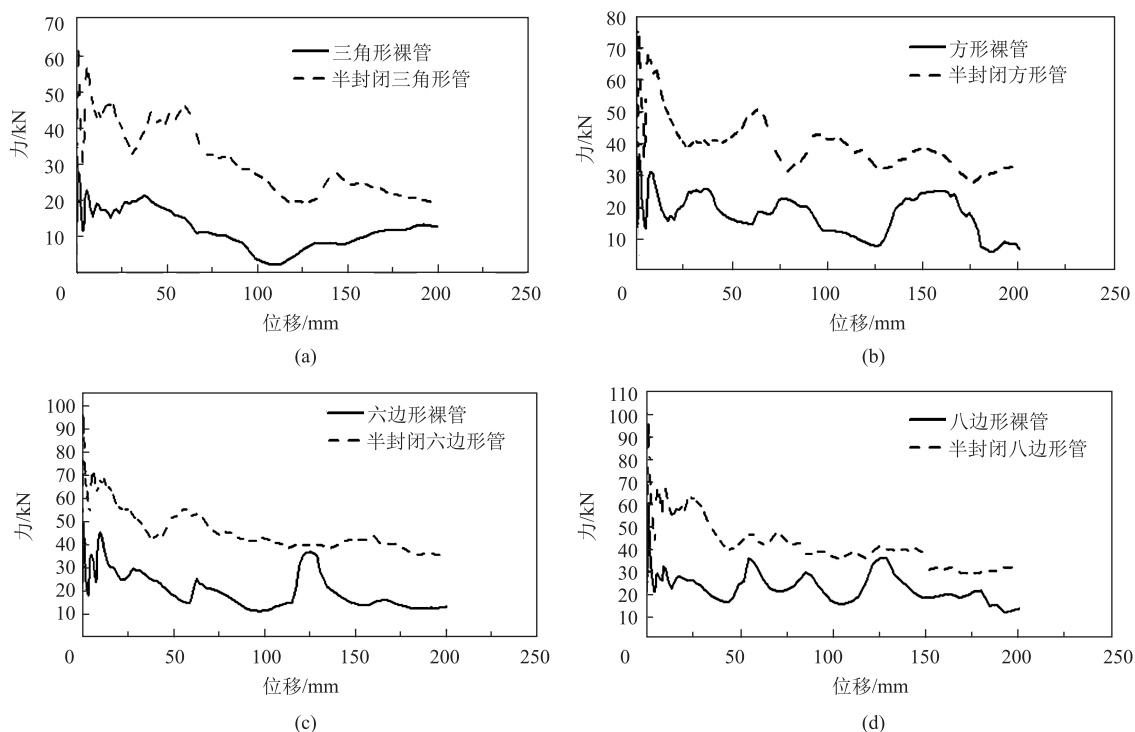


图4 不同截面形状裸管与半封闭管的力-位移曲线

(a) Tr、Tr-sc (b) Sq、Sq-sc (c) Hx、Hx-sc (d) Oc、Oc-sc

Fig. 4 Force-displacement curves between bare and semi-closed tubes with different cross-sectional shapes

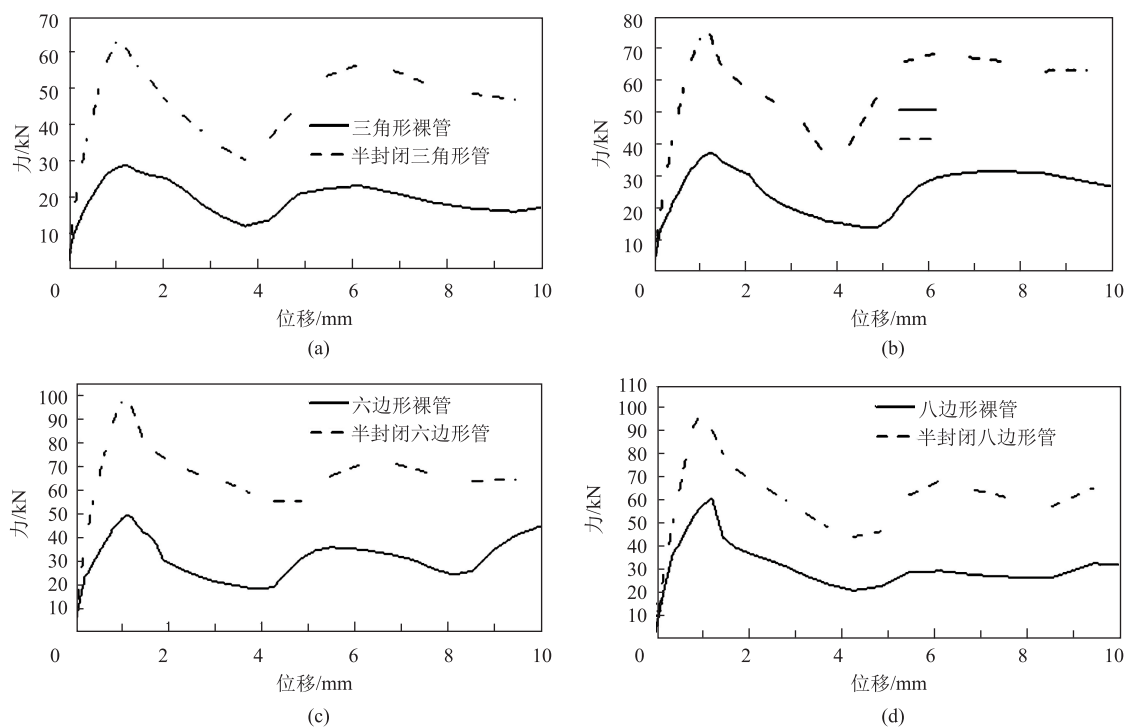


图5 不同截面形状裸管与半封闭管 10 mm 位移内的力-位移曲线

(a) Tr、Tr-sc (b) Sq、Sq-sc (c) Hx、Hx-sc (d) Oc、Oc-sc

Fig. 5 Force-displacement curves between bare and semi-closed tubes with different cross-sectional shapes within displacement of 10 mm

封闭似螺旋结构, 管壁与管壁之间有空隙, 使其变形空间增大, 且在空隙间加两个肋, 肋与管壁的相

互作用使吸收能量进一步增加。

表1 为不同截面形状裸管和半封闭管的吸能指标

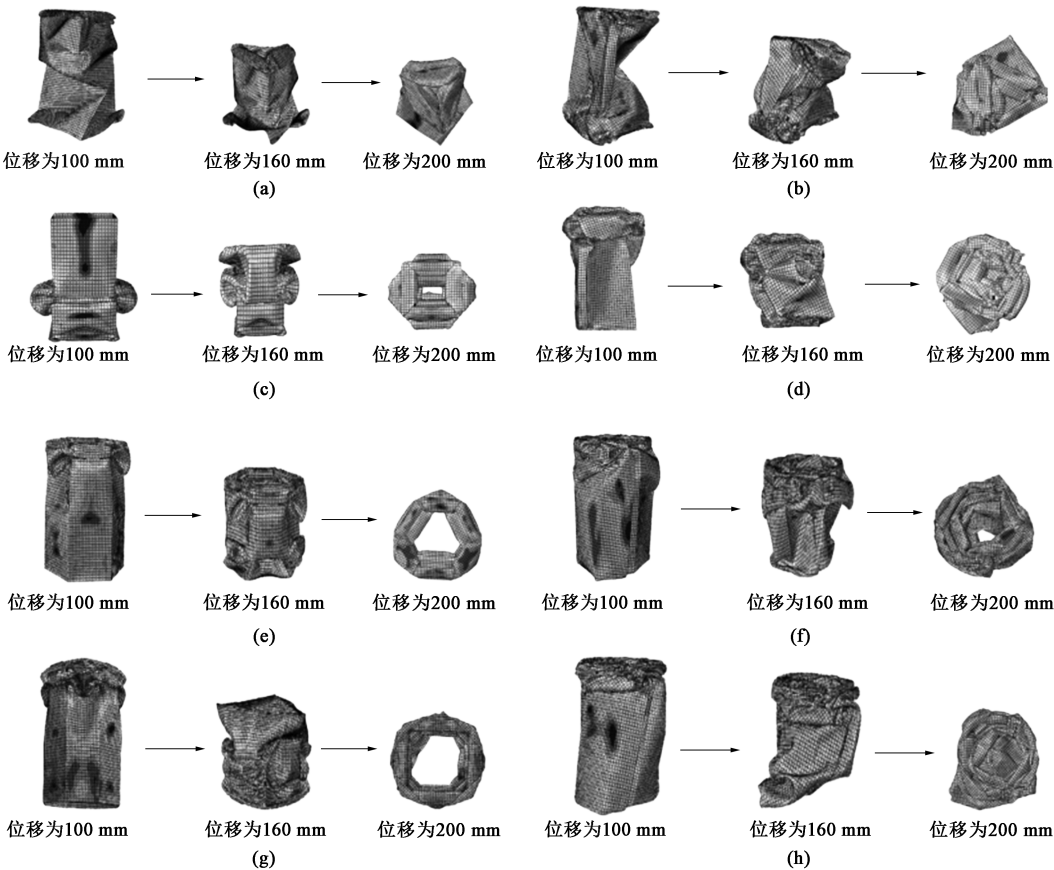


图 6 不同截面形状裸管和半封闭管不同位移下的仿真历程

(a) Tr (b) Tr-sc (c) Sq (d) Sq-sc (e) Hx (f) Hx-sc (g) Oc (h) Oc-sc

Fig. 6 Simulation history of bare and semi-closed tubes with different cross-sectional shapes under different displacements

数值模拟结果。如表 1 所示，普通的薄壁结构，八边形的总吸能大于六边形、方形、三角形，其 EA 受边数影响，边数越大，能量吸收能力越好。半封闭式薄壁结构的 SEA 较 Tr、Sq、Hx、Oc 分别提高了 122.45%、80.16%、62.51% 和 45.65%； CFE 分别提高了 14.45%、9.60%、6.74% 和 30.59%。随着边数的增大，比吸能提高幅度减小， CFE 较普通裸管均有提升，变化幅度变小。综合分析可得，4 种

半封闭式薄壁结构耐撞性与传统裸管耐撞性相比得到了显著提升，且 Sq-sc 表现出最优异的性能。

3 半封闭式薄壁结构几何参数优化

3.1 半封闭式薄壁结构几何参数设计

半封闭式薄壁结构中，方管的比吸能最高，为了进一步提高其耐撞性能，进行了几何参数的设计。

表 1 不同截面形状裸管和半封闭管吸能指标的数值模拟结果

Table 1 Numerical simulation results of energy absorption indexes for bare and semi-closed tubes with different cross-sectional shapes

截面形状	F_m/kN	EA/kJ	$SEA/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$	CFE	SEA 变化幅度/%	CFE 变化幅度/%
Tr	28.37	2449.49	5865.63	0.4317	122.45	14.45
Tr-sc	62.55	6181.09	13048.12	0.4941		
Sq	36.58	3357.74	9964.79	0.4863	80.16	9.60
Sq-sc	73.54	7838.67	17952.20	0.5330		
Hx	48.67	3916.26	10072.70	0.4023	62.51	6.74
Hx-sc	96.56	8293.01	16368.74	0.4294		
Oc	60.40	4229.68	11733.68	0.3501	45.65	30.59
Oc-sc	98.43	8999.86	17090.57	0.4572		

如图 7、图 8 和图 9 所示，研究了半封闭薄壁结构的螺距、对称结构、圈数对耐撞性的影响。螺距 P 分别选取为 20、30 和 40 mm；在螺距为 20 mm 的基础上设计了 2 种非对称结构（图 8）及圈数分别选取为 2（图 7）、3 和 4（图 9）。

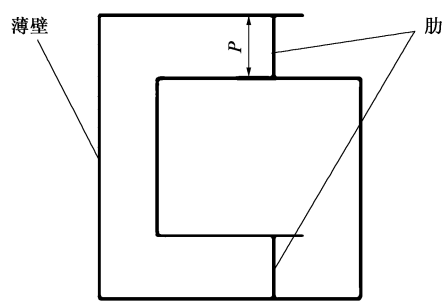


图 7 半封闭式方管的螺距示意图

Fig. 7 Schematic diagram of pith for semi-closed square tube

3.2 几何参数结果对比

表 2 和图 10 显示出了半封闭式薄壁结构的螺距、对称结构和圈数对比吸能的影响。可以看出，随着螺距、圈数的增加，比吸能单调减小，螺距每增加 10 mm，比吸能平均减少 11.99%，碰撞力效率基本一致；圈数每增加 1，比吸能平均减少 15.02%。这主要是因为：随着螺距、圈数的增加，

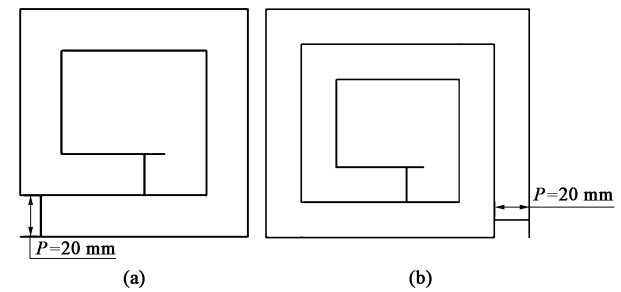


图 8 不同的非对称结构

(a) 非对称结构 Sq-sc-a (b) 非对称结构 Sq-sc-b

Fig. 8 Different asymmetric structures

(a) Asymmetric structure Sq-sc-a (b) Asymmetric structure Sq-sc-b

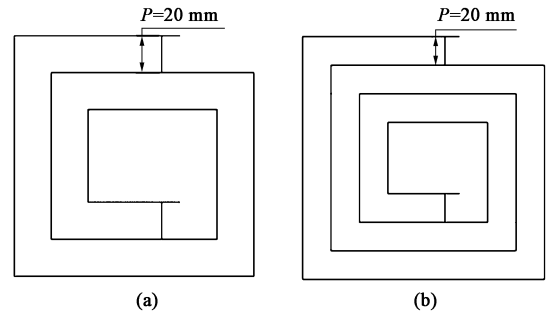


图 9 不同圈数的对称结构

(a) 圈数为 3 (b) 圈数为 4

Fig. 9 Symmetric structures with different loops

(a) Three loops (b) Four loops

表 2 不同几何参数数值模拟结果

Table 2 Numerical simulation results of different geometric parameters

参数		F_m/N	EA/kJ	$SEA/(J \cdot kg^{-1})$	CFE
螺距 P/mm	20	73.54	7838.67	17952.20	0.5330
	30	80.47	8490.94	16379.12	0.5263
	40	83.91	9058.97	13883.48	0.5398
半封闭结构	Sq-sc	73.54	7838.67	17952.20	0.5330
	Sq-sc-a	107.51	9998.56	15625.81	0.4650
	Sq-sc-b	82.39	8950.26	15128.90	0.5231
圈数	2	73.54	7838.67	17952.20	0.5330
	3	114.33	10924.78	13094.54	0.4778
	4	155.90	17387.07	12701.49	0.5576

管的质量随之增大，总吸能量增加，但单位质量吸收能量的能力减小。非对称结构下的比吸能平均减少 8.07%， CFE 均变小，表明对称结构的载荷变动不大，受力均匀，稳定性好。综上，螺距为 20 mm、圈数为 2 的对称方管耐撞性能最优。

4 半封闭式吸能构件尺寸优化

对高度非线性耐撞性设计问题，响应面（Re-

sponse Surface，RS）方法由于简单和良好的效果应用较为广泛^[18]。

将半封闭式薄壁结构作为能量吸收装置时，希望其单位质量吸收尽可能多的碰撞能量^[19]。因此， SEA 视为目标函数，在耐撞性优化问题中最大化。另一方面，为了缓冲物体的安全问题，将初始峰值载荷设为另一个目标函数，在优化问题中最小化。

为了得到最优尺寸的参数组合，以 Sq-sc 为设计基础，对不同尺寸参数下的吸能管件结构进行多

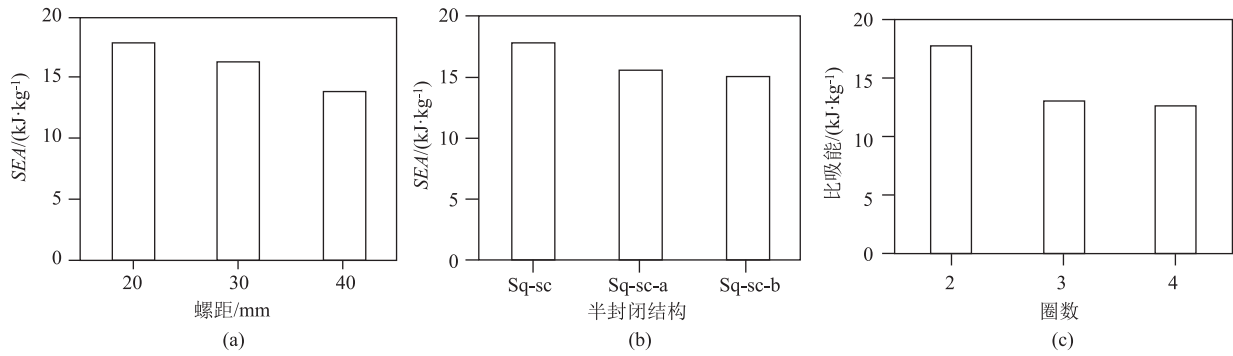


图 10 不同几何参数对比吸能的影响

(a) 螺距 (b) 半封闭结构 (c) 圈数

Fig. 10 Influences of different geometric parameters on specific energy absorption

(a) Pitch (b) Semi-closed structure (c) Number of loops

目标优化。以壁厚 T_1 、肋厚 T_2 和螺距 P 作为设计变量, 比吸能和初始峰值载荷作为优化指标, 获取各指标响应面, 优化的数学模型如式 (4) 所示。

$$\begin{aligned} \text{Max: } f_1 &= \text{SEA}(T_1, T_2, P) = a_1 + a_2 T_1 + a_3 T_2 + \\ & a_4 P + a_5 T_1^2 + a_6 T_1 T_2 + a_7 T_1 P + a_8 T_2^2 + a_9 T_2 P + a_{10} P^2 \\ \text{Min: } f_2 &= F_m(T_1, T_2, P) = b_1 + b_2 T_1 + b_3 T_2 + b_4 P + \\ & b_5 T_1^2 + b_6 T_1 T_2 + b_7 T_1 P + b_8 T_2^2 + b_9 T_2 P + b_{10} P^2 \\ \text{s. t. } & \begin{cases} 0.5 \text{ mm} \leq T_1 \leq 2.5 \text{ mm} \\ 0.5 \text{ mm} \leq T_2 \leq 2.5 \text{ mm} \\ 10 \text{ mm} \leq P \leq 20 \text{ mm} \end{cases} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: f_1 和 f_2 为壁厚 T_1 、肋厚 T_2 和螺距 P 的二次响应函数; $\text{SEA}(T_1, T_2, P)$ 为比吸能函数; $F_m(T_1, T_2, P)$ 为初始峰值载荷函数; $a_1 \sim a_{10}$ 、 $b_1 \sim b_{10}$ 为待定系数。

由于比吸能 SEA 和初始峰值载荷的数值非同一个量级, 直接优化会导致精度不高, 将其进行归一处理, 得到无量纲函数 y_1 、 y_2 。

$$y_1 = \frac{\text{SEA}(T_1, T_2, P) - \text{SEA}_{\min}}{\text{SEA}_{\max} - \text{SEA}_{\min}} \quad (5)$$

$$y_2 = \frac{F_m(T_1, T_2, P) - F_{\min}}{F_{\max} - F_{\min}} \quad (6)$$

式中: SEA_{\min} 和 SEA_{\max} 分别为比吸能的最小和最大值; F_{\min} 和 F_{\max} 分别为初始峰值载荷的最小和最大值。

根据 20 组不同的 T_1 、 T_2 和 P 的 Sq-sc 构件的仿真数据, 以序列化最小二乘法拟合出 y_1 和 y_2 的函数, 如式 (7) 和式 (8) 所示。

$$\begin{aligned} y_1 &= 0.7542T_1 - 0.2808T_2 + 0.0488P + 0.0321T_1^2 + \\ & 0.0162T_1T_2 - 0.0299T_1P + 0.00066T_2^2 + \\ & 0.0043T_2P + 0.0001P^2 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} y_2 &= 0.2586T_1 - 0.0703T_2 - 0.1021P + 0.1374T_1^2 + \\ & 0.0046T_1T_2 - 0.0106T_1P - 0.0093T_2^2 + \\ & 0.0055T_2P + 0.0023P^2 \end{aligned} \quad (8)$$

由于比吸能和初始峰值载荷在吸能管件中评价指标的重要程度不一样, 因此, 引入权重系数, 将多目标问题转化为单目标问题, 最终的优化问题如式 (9) 所示。

$$\text{Max}[y(*)] = uy_1 - vy_2 \quad (9)$$

式中: $y(*)$ 为比吸能和初始峰值载荷的综合评价指标函数; u 、 v 为权重系数, 根据比吸能和初始峰值载荷在优化目标中的重要程度, $u=0.7$ 、 $v=0.3$ 。

该多目标问题的最优解为 $T_1 = 2.496 \text{ mm}$, $T_2 = 0.826 \text{ mm}$, $P = 21.800 \text{ mm}$ 。比吸能 SEA 的内部拟合优度 R^2 为 0.889, 初始峰值载荷 F_m 的内部拟合优度 R^2 为 0.964。这两个数据均高于 0.800 且与 1.000 接近, 说明响应面模型拟合精度高。

将优化数据用 Abaqus 软件进行建模和准静态压缩, 优化后模型与 Sq-sc 的比吸能、初始峰值载荷的比较结果如表 3 所示。

表 3 优化模型与 Sq-sc 吸能性能对比

Table 3 Comparison of energy absorption performance between optimization model and Sq-sc

参数	Sq-sc	优化模型	变化幅度/%
EA/kJ	7838.67	20681.02	163.83
SEA/(J · kg ⁻¹)	17952.20	28371.48	58.04
F _m /kN	73.54	137.28	86.67
CFE	0.5330	0.7532	41.31

从表 3 可知, 比吸能提高了 58.04%, 初始峰值载荷提高了 86.67%, CFE 增加了 41.31%。在厚度约束范围内, 随着厚度的增加, 比吸能和初始峰值载荷有了一定的提升, 载荷波动变小, 证明优化模型的耐撞性能有一定的提高, 有更好的稳定性。但在实际应用中要控制吸能管件的厚度, 厚度过大会过度增加初始峰值载荷, 导致危险。

5 结论

(1) 与传统的普通裸管相比, 4种半封闭式薄壁管的耐撞性均得到了显著提升, S_{q-sc} 的比吸能最高, 为 $17952.2 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$, 相较于方形裸管比吸能提高了 110%。

(2) 螺距、圈数对半封闭式薄壁结构的耐撞性具有一定的影响。初始峰值载荷和总吸能随着螺距和圈数的增加而增大, 这是由于随着螺距和圈数的增大, 管的质量增加; 但比吸能随着螺距和圈数的增加而减小, 表明单位质量的能量吸收能力减小。

(3) 对称结构对耐撞性有一定的影响, 非对称结构半封闭式薄壁结构的比吸能比对称结构的比吸能小, 对称结构受力稳定。螺距为 20 mm、圈数为 2 的对称结构的薄壁结构方管具有优异的耐撞性能, 且载荷波动较小。

(4) 根据响应面优化方法, 当壁厚、肋厚和螺距分别为 2.496、0.826 和 21.800 mm 时, 得到比吸能为 $28371.48 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$, 即半封闭式薄壁管的最优解, 耐撞性得到了一定的提升。

参考文献:

- [1] Alexander J M. An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading [J]. Quarterly Journal of Mechanics & Applied Mathematics, 1960, 13 (1): 10–15.
- [2] Mamalis A G, Johnson W. The quasi-static crumpling of thin-walled circular cylinders and frusta under axial compression [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1983, 25 (9–10): 713–732.
- [3] Mamalis A G, Manolakas 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.
- [4] Nia A 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.
- [5] Wu S Z, Zheng G, Sun G Y, et al. On design of multi-cell thin-wall structures for crashworthiness [J]. International Journal of Impact Engineering, 2016, 88: 102–117.
- [6] 林启权, 刘雯婷, 王凯, 等. 多胞薄壁结构优化及结构参数对耐撞性影响分析 [J]. 振动与冲击, 2024, 43 (16): 60–66, 110.
Lin Q Q, Liu W T, Wang K, et al. Optimization of multi cell thin-walled structures and analysis of the impact of structural parameters on crashworthiness [J]. Journal of Vibration and Shock, 2024, 43 (16): 60–66, 110.
- [7] Cetin E, Baykasoglu C. Energy absorption of thin-walled tubes enhanced by lattice structures [J]. International Journal of Mechanical Mechanical Sciences, 2019, 157–158: 471–484.
- [8] Ma J Y, Chai S B, Chen Y. Geometric design, deformation mode, and energy absorption of patterned thin-walled structures [J]. Mechanics of Materials, 2022, 168: 104269.
- [9] Wang K, Sun G Y, Wang J, et al. Reversible energy absorbing behaviors of shape-memory thin-walled structures [J]. Engineering Structures, 2023, 279: 115626.
- [10] 张海燕, 周国华. 汽车防撞栏仿竹薄壁管结构的能量吸收特性 [J]. 机械强度, 2024, 46 (4): 831–838.
Zhang H Y, Zhou G H. Energy absorption characteristic of biomimetic bamboo thin-walled tube structure for car crash barriers [J]. Journal of Mechanical Strength, 2024, 46 (4): 831–838.
- [11] 陈雅婷, 洪熠豪, 吴俊, 等. 仿生多胞薄壁结构冲击吸能特性研究 [J]. 机械强度, 2024, 46 (3): 750–755.
Chen Y T, Hong Y H, Wu J, et al. Study on impact energy absorption characteristics of biomimetic multi-cell thin-walled structure [J]. Journal of Mechanical Strength, 2024, 46 (3): 750–755.
- [12] Ren Y R, Xiang J W. Influences of geometrical factors on the crashworthiness of open shells [A]. Proceedings of the 51st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference [C]. Orlando, 2010.
- [13] Hirokazu Shoji, Takahira Aoki. Improvements on impact energy absorbing ability of open section short columns [A]. Proceedings of the 51st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference [C]. Orlando, 2010.
- [14] 毕思蕊. 开口薄壁结构的能量吸收与耐撞性研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2015.
Bi S R. Energy Absorption and Crashworthiness Studies on Open Section Thin-walled Structures [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2015.
- [15] Liu Q, Wang J S, Huang X S, et al. In-plane and out-of-plane bending responses of aluminum mortise-tenon joints in lightweight electric vehicle inspired by timber structures [J]. Thin-Walled Structures, 2018, 127: 169–179.
- [16] 张西富, 马鸣图, 王刚刚, 等. 6061T6 铝合金前防撞梁的开发与应用 [J]. 铝加工, 2018 (5): 15–20, 37.
Zhang X F, Ma M T, Wang G G, et al. Developing and application of front anti-collision beam for 6061t6 aluminium alloy [J]. Aluminium Fabrication, 2018 (5): 15–20, 37.
- [17] 马箫, 苗诗梦. 肋板对吸能构件耐撞性的影响及优化设计 [J]. 锻压技术, 2023, 48 (5): 314–320.
Ma X, Miao S M. Influence of ribs on impact resistance for energy-absorbing components and optimal [J]. Forging & Stamping Technology, 2023, 48 (5): 314–320.
- [18] 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.
- [19] Yin H F, Wen G L, Hou S J, et al. Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of honeycomb-filled single and tubular polygonal tubes [J]. Materials & Design, 2011, 32 (8–9): 4449–4460.