

DOI:10.11784/tdxbz202501019

## 锥形变壁厚吸能盒性能研究及关键部位尺寸优化

张俊红<sup>1,2</sup>, 张朋<sup>1</sup>, 陶哲<sup>1</sup>, 赵洪林<sup>3</sup>, 戴胡伟<sup>1</sup>, 林杰威<sup>1</sup>

(1. 天津大学先进内燃动力全国重点实验室, 天津 300072;

2. 天津仁爱学院机械与动力工程学院, 天津 301636;

3. 天津翔烁车身科技有限公司, 天津 301699)

**摘要:** 多角度碰撞在车辆事故中较为常见, 吸能盒的多角度耐撞性能对于汽车在碰撞过程中的被动安全性和维修经济性有重要影响. 引入综合比吸能与初始峰值载荷作为吸能盒在多角度载荷下的综合性能评价指标, 以某锥形变壁厚汽车吸能盒为对象, 建立了吸能盒准静态压缩过程有限元模型, 开展了准静态压缩试验, 对比结果显示: 仿真与试验的初始峰值载荷相对误差 4.6%, 比吸能相对误差 0.5%. 基于最优拉丁超立方设计和有限元模型计算了多种设计变量组合下的综合比吸能和初始峰值载荷, 经克里金法拟合吸能盒性能预测代理模型, 验证结果显示: 二者的拟合优度分别为 0.968 与 0.970. 开展了关键尺寸对吸能盒性能影响的灵敏度分析, 结果显示: 顶部壁厚对综合比吸能影响微弱, 对初始峰值载荷影响明显; 中段壁厚对综合比吸能与初始峰值载荷都有显著影响; 底部壁厚对初始峰值载荷影响微弱, 对综合比吸能影响明显, 且底部壁厚过小时会导致吸能盒发生整体失稳变形, 大幅降低其吸能性能. 以综合比吸能最大和初始峰值载荷最小为目标, 对吸能盒关键厚度进行多目标优化, 结果表明: 优化后的吸能盒综合比吸能提高 8.37%, 初始峰值载荷增加 5.73%, 在初始峰值载荷增大幅度较小的情况下实现了综合比吸能的较大提升, 对变壁厚吸能盒的多角度综合性能优化具有重要指导意义.

**关键词:** 吸能盒; 耐撞性; 轻量化; 多目标优化

中图分类号: U463.83

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2026)04-0333-10

## Energy Absorption Performance and Key Structural Parameter Optimization of a Tapered Crash Box with Variable Wall Thicknesses

Zhang Junhong<sup>1,2</sup>, Zhang Peng<sup>1</sup>, Tao Zhe<sup>1</sup>, Zhao Honglin<sup>3</sup>, Dai Huwei<sup>1</sup>, Lin Jiwei<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. School of Mechanical and Power Engineering, Tianjin Ren'ai College, Tianjin 301636, China;

3. Tianjin Xiangshuo Automobile Body Technology Co., Ltd., Tianjin 301699, China)

**Abstract:** Multi-angle collisions are relatively prevalent in vehicle accidents. The multi-angle crashworthiness of a crash box plays a critical role in vehicular passive safety and maintenance economy during collisions. In this study, integrated specific energy absorption and initial peak force were established as comprehensive performance evaluation indices for crash boxes under multi-angle loads using a tapered crash box with variable wall thicknesses as the object. Additionally, a finite element model (FEM) of its quasi-static compression process was also established, after which the quasi-static compression experiment was conducted. The comparison results revealed that the relative error of the initial peak force between simulation and experiment was 4.6% and that the relative error of specific energy absorption was 0.5%. Based on the optimal Latin hypercube design and FEM, the integrated specific energy absorption and initial peak force under various design-variable combinations were calculated. The Kriging method was used to fit the surrogate model for predicting the performance of the crash box, and the verification results revealed that their good-

收稿日期: 2025-01-19; 修回日期: 2025-05-12.

作者简介: 张俊红 (1962—), 女, 博士, 教授, zhangjh@tju.edu.cn.

通信作者: 林杰威, linjiwei@tju.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52205166).

Supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52205166).

ness of fit were 0.968 and 0.970, respectively. The sensitivity analysis of the influence of key structural parameters on the performance of the crash box was performed, and the result revealed that the wall thickness at the top exerted weak and strong influences on the integrated specific energy absorption and the initial peak force, respectively. Notably, the wall thickness in the middle section significantly impacted the integrated specific energy absorption and initial peak force, and the wall thickness at the bottom barely impacted the initial peak force and significantly impacted the integrated specific energy absorption. Moreover, when the bottom wall thickness was extremely thin, the crash box succumbed to overall instability deformation, and its energy absorption performance decreased significantly. Employing the maximized integrated specific energy absorption and minimized initial peak force as the optimization objectives, the multi-objective optimization of the thicknesses of its key part was performed. The results indicated that the integrated specific energy absorption and initial peak force of the optimized crash box were enhanced by 8.37% and 5.73%, respectively. A relatively significant improvement in the integrated specific energy absorption was achieved with a relatively slight increase in the initial peak force, representing an important guiding significance for the multi-angle comprehensive performance optimization of the crash box with variable wall thicknesses.

**Keywords:** crash box; crashworthiness; lightweight; multi-objective optimization

在交通事故中保证乘员人身安全并降低经济损失是汽车工业持续关注的话题。吸能盒作为汽车被动安全系统的重要组成部分,在车辆发生碰撞时通过产生溃缩变形来吸收碰撞能量,减少传递给乘员的碰撞动能,起到保护乘员安全的作用;同时尽可能减轻车身其他部件的损坏程度,降低车辆维修成本。因此,优化吸能盒耐撞性能对于提升整车碰撞安全性具有重要意义。

为提高吸能盒的耐撞性,国内外学者针对吸能盒的结构与优化方法做了大量研究。截面形状对吸能盒的耐撞性能有重要影响,Mamalis 等<sup>[1]</sup>对八边形薄壁管在静压和冲击载荷下的压溃机理和吸能效率进行了研究,结果表明,八边形薄壁结构能量吸收效率比等效的薄壁方管高 13% ~ 24%。张宗华等<sup>[2]</sup>对不同多边形薄壁管在不同加载速度下的能量吸收特性进行了比较,结果表明平均压溃力和吸能量均随着多边形的边数增加而增加,但多边形边数大于 8 时上升趋势趋于平稳。Deng 等<sup>[3]</sup>通过试验和理论的方法研究了不同星形管在轴向加载下的耐撞性表现,结果表明,八角星形管的平均压溃力相较于六角星形管增加了 7.94%,而十二角星形管则相对于八角星形管则减少了 15.75%,增加凹角的星形薄壁吸能结构在一定程度上可以提高能量吸收能力,但拐角数目到一定程度也会引起不稳定的膨胀变形。

此外,几何尺寸对于吸能盒的性能也有较大影响,Guillow 等<sup>[4]</sup>对薄壁圆管进行了大量轴向压缩试验,发现薄壁圆管的壁厚、长度与管径等参数对其在轴向压缩下的变形模式起到决定性作用,过大的长径比与过小的径厚比都会导致结构发生整体欧拉失稳,使整体能量吸收大大下降。Guler 等<sup>[5]</sup>对比了不同截

面形状与不同壁厚的薄壁管在轴向载荷下的吸能性,发现增大薄壁管的壁厚能够显著增强其能量吸收能力,但同时也会大大提高结构的初始峰值载荷。Sun 等<sup>[6]</sup>与 Baykasoglu 等<sup>[7]</sup>将不同参数的变厚度管与均匀厚度管在轴向载荷下的性能进行了比较,他们的研究表明,与均匀厚度管相比,变厚度管的吸能特性更加优异,且可以通过适当选择管的几何参数来控制 and 改善结构的耐撞性能。

目前大多数关于吸能盒的研究都集中于其结构在轴向载荷下的性能表现,然而在实际的汽车碰撞事故中,斜向碰撞也是常见的事故形式,因此吸能盒的抗斜载能力是评估吸能盒性能的重要指标。Zhao 等<sup>[8]</sup>对不同截面形状的碳纤维增强塑料(carbon fiber reinforced plastic, CFRP)锥形管在不同冲击角度下的力学响应进行了数值模拟,并通过复杂比例评估法发现六边形轮廓与 6°锥形角的 CFRP 锥形管是最佳配置,比吸能与初始结构相比提升了 4.35%。Han 等<sup>[9]</sup>在对低碳钢方管的倾斜压溃的数值研究中发现了低碳钢方管由轴向渐进坍塌向全局失稳转变的临界角,全局失稳导致平均压溃力下降到纯轴向压溃下的 40%。Zhang 等<sup>[10]</sup>采用多目标粒子群算法对圆锥管在斜向载荷下的吸能性进行优化,得到了比吸能与压溃力效率最大时的壁厚与锥角。Li 等<sup>[11]</sup>和 Ying 等<sup>[12]</sup>分别对变厚度圆管与变厚度方管在斜向载荷下的耐撞性能进行了研究,并与相应的均匀厚度直管和均匀厚度锥形管进行了对比,结果表明变厚度结构对斜向载荷的承载能力最好。

综上所述,目前关于吸能盒的研究多数集中于吸能盒的材料与截面形状上,且多数研究仅针对于单一的轴向或者斜向载荷下的性能优化,而实际碰撞事故

中的碰撞方向往往是复杂的,仅使用单一轴向或斜向压缩角度下的吸能性能描述吸能盒性能存在一定局限,因此需要对轴向与斜向载荷下的性能综合考虑.因此,本文以车用某型锥形变厚度吸能盒为对象,分析了关键结构参数对吸能盒吸能性能的影响规律,以吸能盒在多角度载荷下的耐撞性为优化目标,对吸能盒关键吸能部位的壁厚进行多目标优化.

## 1 吸能盒几何结构与性能评价指标

### 1.1 几何结构

吸能盒结构如图1所示,其主体部分形状近似为锥形圆筒,按照功能的不同分为3个厚度区域:底部为整体结构提供支撑,其壁厚为 $b$ ;中段为主要溃缩变形区域,起到关键的吸能作用,壁厚为 $m$ ;顶部作为在碰撞中首先接触的部位,需要承受初始冲击载荷,壁厚为 $t$ .

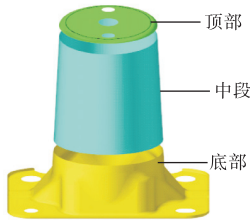


图1 吸能盒几何结构

Fig.1 Geometry of the crash box

### 1.2 吸能盒耐撞性评价指标

目前被广泛采用的吸能盒性能评价指标有总吸能( $E_A$ )、比吸能( $S_{EA}$ )与初始峰值载荷( $F_{IP}$ )等<sup>[13]</sup>.

$E_A$ 是指吸能盒在碰撞过程中通过溃缩变形吸收的总能量,是表征结构吸能性能的指标,对于吸能盒,要求 $E_A$ 值尽可能高,其计算公式为

$$E_A = \int_0^\eta F(x)dx \quad (1)$$

式中: $F(x)$ 为碰撞过程中的瞬时压缩载荷; $x$ 为压缩位移变量; $\eta$ 为压溃位移.

由于汽车前保险杠部位空间有限,吸能盒受到尺寸空间与轻量化要求限制,仅考虑 $E_A$ 不符合实际设计条件,此时需要引入 $S_{EA}$ 作为评价指标. $S_{EA}$ 是吸能盒单位质量吸收的能量,反映了吸能盒在碰撞过程中对材料的利用率,同时表征了吸能盒的吸能与轻量化指标,可通过式(2)计算.

$$S_{EA} = \frac{E_A}{M} \quad (2)$$

式中 $M$ 为吸能盒质量.

本文需对吸能盒在多角度载荷下的性能综合考

虑,因此引入综合比吸能 $S_{EA,\theta}$ <sup>[14]</sup>,其可由式(3)计算.

$$S_{EA,\theta} = \sum_{n=1}^{N_\theta} k_{\theta_n} S_{EA,\theta_n} \quad (3)$$

式中: $S_{EA,\theta_n}$ 表示载荷角度 $\theta_n$ ( $n=1,2,\dots,N_\theta$ )下的比吸能值; $N_\theta$ 为所需考虑的载荷角度数量; $k_{\theta_n}$ 为不同载荷角度 $\theta_n$ 的权重.由于实际交通事故中碰撞角度分布概率的确定需依赖大量事故统计数据,而本文聚焦于多角度载荷下的性能优化方法框架,不重点研究不同事故中的权重差异,因此以等权重分配为例进行分析,在实际情况中可根据具体工况给出不同权重分配.

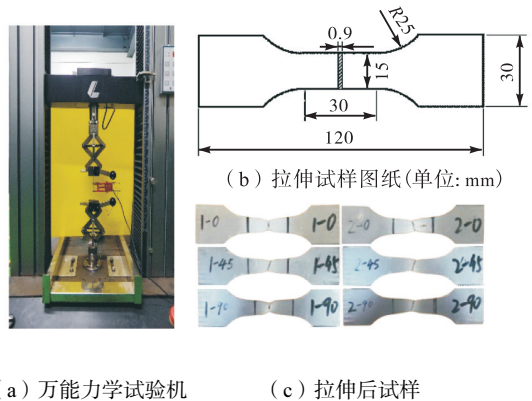
初始峰值载荷是吸能盒溃缩过程中出现的第1个峰值载荷,其数值等于载荷位移曲线上出现的第1个波峰值.在考虑吸能盒多角度下的综合性能时,该值为所有角度下的最大值,不进行加权计算.过大的初始峰值载荷会在碰撞过程中带来过大的加速度,危及乘员安全,因此要求尽可能减小初始峰值载荷.

在本研究中,采用 $S_{EA,\theta}$ 与 $F_{IP}$ 作为吸能盒的性能评价指标.

## 2 吸能盒准静态压缩过程有限元建模与验证

### 2.1 吸能盒材料力学性能测试

吸能盒所用材料为DC06冷轧钢,为了获取其材料属性,依据《金属材料拉伸试验第1部分:室温试验方法》(GB/T 228.1—2010)在母材上从垂直于轧制方向( $90^\circ$ )、平行轧制方向( $0^\circ$ )和与轧制方向呈 $45^\circ$ 方向取样制备拉伸试样.在上海力试LD24.104型电子万能力学试验机上对试样进行单向拉伸试验,每次试验选2组试样以保证重复性,如图2所示.通过拉伸试验可以得到材料的应力-应变曲线,如图3所示,



(a) 万能力学试验机 (c) 拉伸后试样

图2 拉伸试验

Fig.2 Tension test

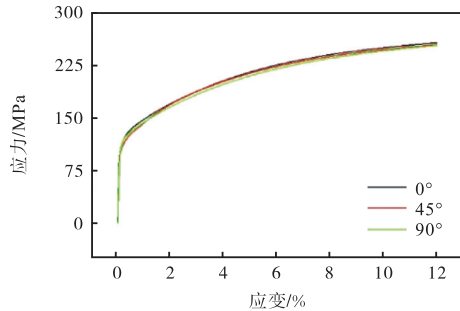


图 3 应力-应变曲线

Fig.3 Stress-strain curve

通过应力-应变曲线以及原材料厂家提供数据,其材料力学属性如下:屈服强度为 124 MPa,抗拉强度为 272 MPa,弹性模量  $E = 182.1 \text{ GPa}$ ,泊松比  $\mu = 0.3$ ,密度  $\rho = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ .

### 2.2 吸能盒准静态压缩试验

使用当前被广泛采用的准静态压缩试验对吸能盒的耐撞性进行评估<sup>[15]</sup>,如图 4 所示,吸能盒被放置于万能力学试验机的压头与底座之间,通过螺栓与试验机的固定底座连接.试验机压头以 20 mm/min 的恒定速度沿吸能盒轴向向下加载,整个加载过程采用位移控制,当加载位移达到 80 mm 后试验机自动卸载.试验过程中,采集吸能盒在压缩过程中的接触力与位移数据.



图 4 准静态压缩试验

Fig.4 Quasi-static compression test

### 2.3 压缩过程有限元建模

通过商业软件 LS-DYNA 对吸能盒压缩过程进行有限元计算,如图 5 所示.模型主要由 3 部分组成:刚性压头、吸能盒以及刚性底板.吸能盒的底端固定在刚性底板上,刚性底板的 6 个自由度均被固定约束,刚性压头以恒定加载速度向下挤压吸能盒.

在仿真过程中,为了平衡仿真计算的精度与计算成本之间的冲突,需适当增大加载速度.准静态压缩过程要求过程中系统的总动能不超过总内能的 5%,此时可忽略增大加载速度带来的惯性效应,认为满足

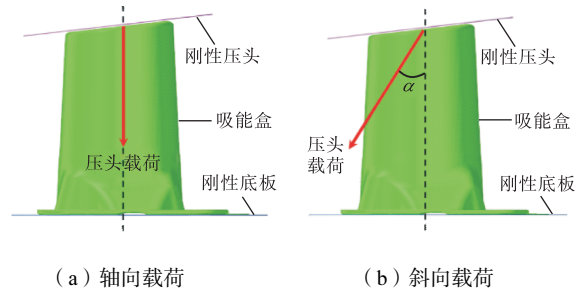


图 5 吸能盒有限元模型

Fig.5 Finite element model of the crash box

准静态条件<sup>[16]</sup>.本研究中采用加载速度  $v = 1 \text{ m/s}$  对吸能盒的准静态压缩过程进行计算<sup>[17]</sup>.

本文的主要研究对象为吸能盒在多角度载荷下的吸能性能,因此压头的载荷方向与吸能盒轴向夹角为  $\alpha$ ,由于现实中吸能盒主要受到  $0^\circ \sim 30^\circ$  范围内的载荷<sup>[18]</sup>,且载荷角度超过  $30^\circ$  时其性能会急剧下降,失去研究意义<sup>[19]</sup>,因此本文选取  $30^\circ$  以内的载荷角对吸能盒的性能进行研究.  $\alpha$  分别取  $0^\circ, \pm 15^\circ, \pm 30^\circ$ ,  $0^\circ$  即为轴向载荷,将轴向载荷顺时针旋转  $15^\circ, 30^\circ$  即为  $-15^\circ, -30^\circ$ ,逆时针旋转则为正.

选择 Belytschko-Tsay4 节点壳单元(\*SECTION\_SHELL)为基本单元,构建有限元模型.由于压头和底板相较于吸能盒在压溃过程中的变形量可以忽略不计,因此将其视为刚性材料,采用 LS-DYNA 中的 MAT20(\*MAT\_RIGID)刚性材料进行仿真,对于吸能盒则采用 MATL3(\*MAT\_PLASTIC\_KINEMATIC)弹塑性材料进行仿真.吸能盒在压缩过程中与压头和与底板都有接触,同时吸能盒自身也会发生自接触,为了避免发生穿透,对于吸能盒与底板和压头之间的接触定义为“Automatic Surface To Surface”(自动面接触),对于吸能盒自身的接触定义为“Automatic Single Surface”(自动单面接触),静摩擦与动摩擦系数分别设为 0.20、0.15<sup>[12]</sup>.

为了确保所建立的模型能够更准确地模拟吸能盒在准静态压缩过程中的变形情况,选取了 6 种不同的网格尺寸 (0.5 mm、1.0 mm、1.5 mm、2.0 mm、2.5 mm、3.0 mm) 进行收敛性分析,分析结果如图 6 所示.可以看出当网格尺寸小于 2.0 mm 时,吸能盒总吸能量的变化趋于收敛.随着网格尺寸的减小,其计算精度越来越高,但计算成本也随之增加,综合考虑计算精度与计算成本,本文选择 1.0 mm 的网格单元进行仿真计算.

### 2.4 有限元模型验证

吸能盒准静态压缩仿真过程总动能与总内能的比较结果如图 7 所示,其中总内能为 773.120 J,总动

能为 0.027 J, 总动能远小于总内能的 5%, 因此可以认为吸能盒的有限元仿真过程处于准静态下, 而压缩试验中的加载速度远小于仿真过程中的加载速度, 因此可以认为压缩试验同样满足准静态条件。

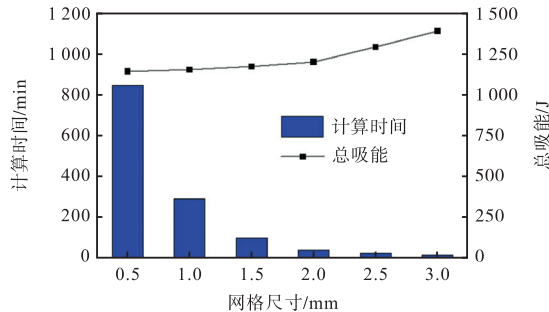


图6 网格尺寸收敛性分析

Fig.6 Convergence analysis of the size of the mesh element

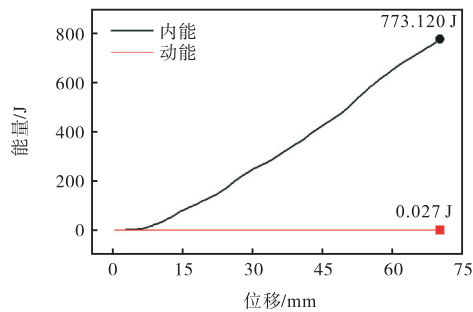
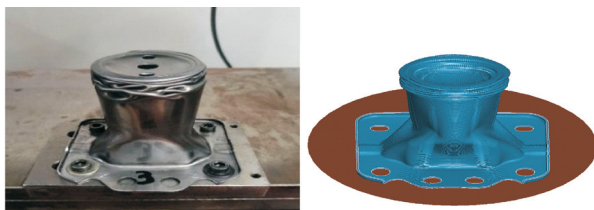


图7 准静态压缩仿真过程中的能量对比

Fig.7 Energy comparison during quasi-static compression simulation

吸能盒压缩试验与有限元仿真的压溃结果对比如图8所示, 可以看出有限元仿真中吸能盒的压溃变形模式与压缩试验中观察到的压溃结果相近, 均为渐进稳定的折叠变形模式, 折叠褶皱数量也相近。



(a) 压缩试验压溃结果 (b) 有限元仿真压溃结果

图8 仿真与试验压溃结果对比

Fig.8 Comparison of the simulated and compression test crushing results

有限元计算过程中, 吸能盒与压头之间的接触力-位移曲线与试验得到的力-位移曲线对比如图9所示, 二者的变化趋势与波峰数量基本一致, 波峰的出现位置与峰值大小也大体相同。试验与仿真得到的初始峰值载荷分别为 20.32 kN、19.42 kN, 比吸能分别为 6.51 J/g、6.54 J/g, 二者的相对误差分别为

4.6%、0.5%, 均在 5.0% 以内。存在差异的原因可能是吸能盒在加工过程中会产生一定误差, 而在有限元仿真计算时并未考虑。虽然仿真与试验存在一定差异, 但在可以接受的范围内, 通过对比验证可以说明本文所建有限元模型的准确性, 可进一步进行研究。

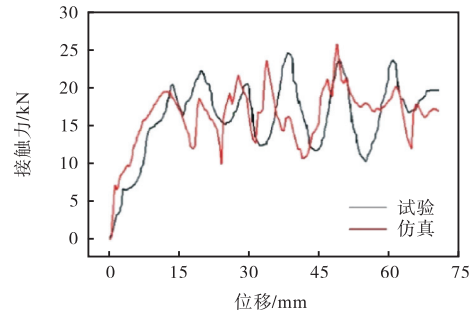


图9 仿真与试验的接触力-位移对比

Fig.9 Comparison of the simulated and test force-displacement

从试验与仿真的结果可以看出, 当吸能盒受到轴向的准静态载荷时, 加载初期, 接触力随着位移的增加近似呈现线性增加, 压头下压到一定位置时, 达到初始峰值载荷, 此时为初始弹性屈曲阶段。之后随着压头继续向下压缩, 吸能盒开始出现褶皱, 轴向负载非线性增加, 进入相对稳定的渐进屈曲阶段。在此阶段, 随着压头的持续向下压缩, 接触力会在平均水平附近上下波动, 并持续较长时间, 这个阶段是吸能盒吸收冲击能量的主要阶段, 曲线上每出现一个峰值即代表着一个褶皱的产生。试验时设定加载位移 80 mm, 压头位移达到 80 mm 后即停止加载, 若继续加载, 一段时间后随着载荷的进一步增大, 吸能盒将不再产生新的折叠褶皱, 力-位移曲线出现明显上升, 吸能盒将进入密实阶段。此时吸能盒的能量吸收达到饱和, 吸能性大大下降, 对吸能盒的性能评价将失去意义, 因此应避免密实阶段的出现。

### 3 吸能盒多角度载荷下的综合耐撞性多目标优化

为了控制吸能盒的生产成本, 并提高其耐撞性与轻量化程度, 本研究在不改变吸能盒的材料与截面形状的前提下, 对吸能盒的关键吸能部位尺寸进行多目标优化, 以获得多角度载荷下综合性能最优的吸能盒结构。

#### 3.1 多目标优化数学模型

吸能盒的主要作用是吸收冲击能量, 同时因为所处空间有限, 对吸能盒进行优化时需要同时考虑耐撞

性与轻量化,因此选择综合比吸能  $S_{EA,\theta}$  作为优化目标之一,要求尽可能增大  $S_{EA,\theta}$ . 此外,较大的  $F_{IP}$  会威胁到乘员的安全,所以将  $F_{IP}$  作为另一个优化目标,要求尽可能减小  $F_{IP}$ . 以吸能盒顶部、中段和底部 3 个关键吸能部位的壁厚  $t$ 、 $m$ 、 $b$  为设计变量,其中  $t$  的变化量  $\Delta t$  的设计范围为  $[-0.3, 0.3]$  mm,  $m$  的变化量  $\Delta m$  的设计范围为  $[-0.1, 0.1]$  mm,  $b$  的变化量  $\Delta b$  的设计范围为  $[-0.3, 0.3]$  mm. 因此,吸能盒耐撞性优化问题的数学模型可以表示为

$$\begin{cases} \min F_{IP}(t, m, b) \\ \max S_{EA,\theta}(t, m, b) \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{s.t.} \begin{cases} -0.3 \text{ mm} \leq \Delta t \leq 0.3 \text{ mm} \\ -0.1 \text{ mm} \leq \Delta m \leq 0.1 \text{ mm} \\ -0.3 \text{ mm} \leq \Delta b \leq 0.3 \text{ mm} \end{cases}$$

### 3.2 试验设计

本文采用最优拉丁超立方方法进行试验设计<sup>[20]</sup>,生成了 21 个采样点. 采样点在样本空间内的分布情况如图 10 所示,采样点在整个样本空间内分布均匀,可以表征整个样本空间. 通过有限元计算对 21 个采样点进行数值计算.

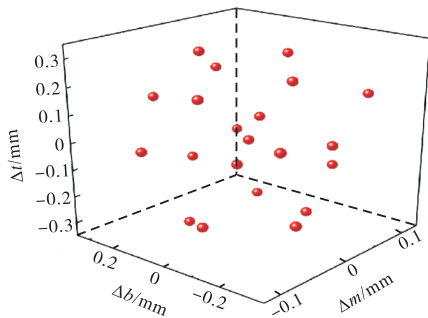


图 10 采样点在样本空间内的分布情况  
Fig.10 Sampling-point distribution in sample space

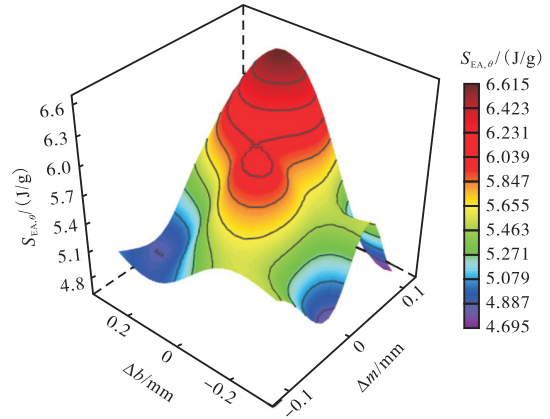
### 3.3 代理模型的构建

为了降低计算成本,提高优化效率,根据试验设计所获得的 21 个样本进行克里金模型构建,得到  $S_{EA,\theta}$  与  $F_{IP}$  的响应曲面图如图 11、图 12 所示.

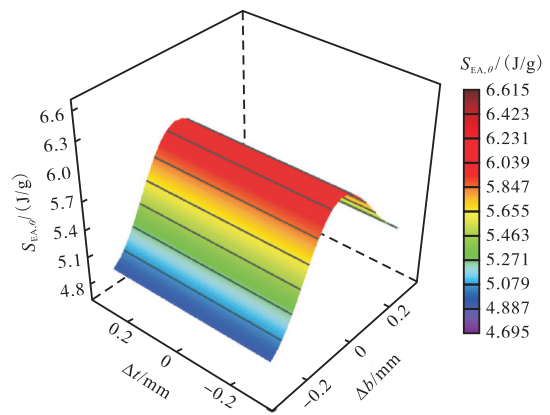
为了判断代理模型的拟合精度,引入通用评价标准拟合优度 ( $R^2$ ) 与均方根误差 ( $e_{RMS}$ ),对所建立代理模型的准确性进行评价,其计算方法为

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - p_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (5)$$

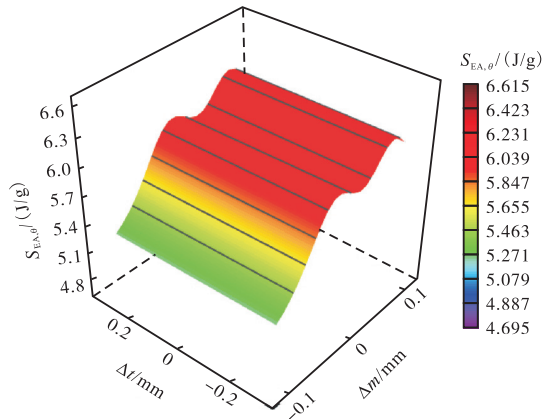
式中:  $y_i$  为采样点的有限元计算值;  $p_i$  为采样点的模型预测值;  $\bar{y}$  为采样点有限元计算值的平均值;  $n$  为所取采样点的个数.



(a)  $S_{EA,\theta}$  在  $\Delta m$ - $\Delta b$  上的分布



(b)  $S_{EA,\theta}$  在  $\Delta b$ - $\Delta t$  上的分布



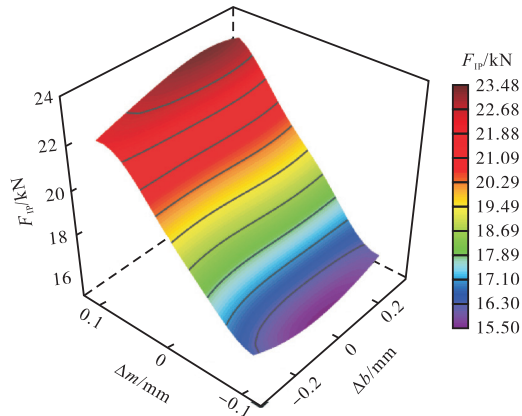
(c)  $S_{EA,\theta}$  在  $\Delta m$ - $\Delta t$  上的分布

图 11  $S_{EA,\theta}$  的克里金模型响应曲面

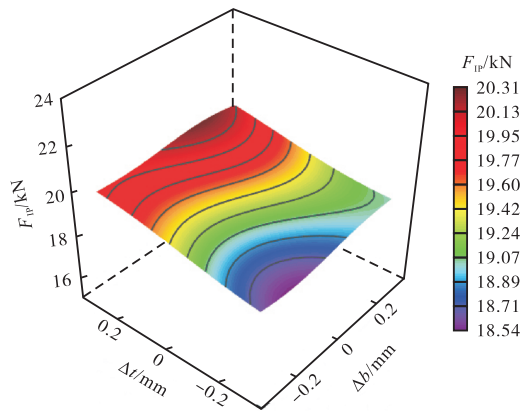
Fig.11 Response surface of the Kriging model of  $S_{EA,\theta}$

$$e_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - p_i)^2}{n}} \quad (6)$$

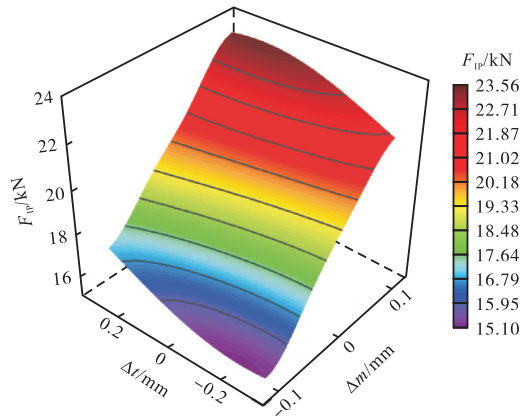
结果显示  $F_{IP}$  和  $S_{EA,\theta}$  的  $R^2$  分别为 0.968 和 0.970,均高于 0.960,  $e_{RMS}$  分别为 0.06 和 0.05,均远小于 0.20. 可以认为所建立的代理模型具有较高的精度,可用于后续的优化设计.



(a)  $F_{IP}$ 在 $\Delta b-\Delta m$ 上的分布



(b)  $F_{IP}$ 在 $\Delta b-\Delta t$ 上的分布



(c)  $F_{IP}$ 在 $\Delta m-\Delta t$ 上的分布

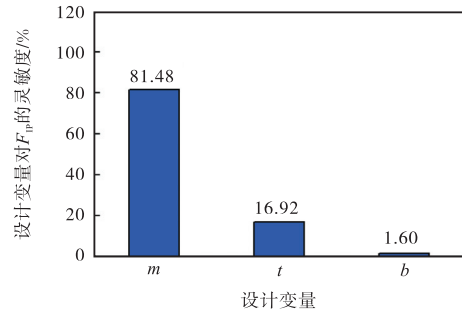
图 12  $F_{IP}$ 的克里金模型响应曲面

Fig.12 Response surface of the Kriging model of  $F_{IP}$

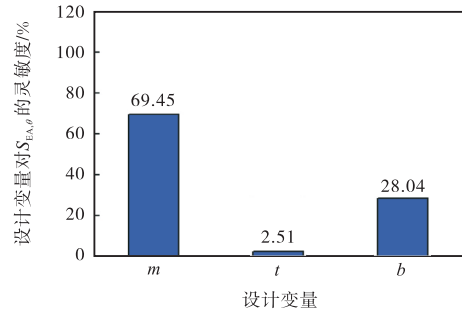
## 4 结果与讨论

### 4.1 参数灵敏度分析

3个关键吸能部位对 $F_{IP}$ 的灵敏度如图13(a)所示,从图中可以看出, $F_{IP}$ 主要受吸能盒中段与顶部壁厚影响,其中吸能盒中段壁厚影响最大,这是因为中段是吸能盒最主要的吸能区域,占据吸能盒主体部分,直接影响着吸能盒的整体刚度,对 $F_{IP}$ 的影响较



(a) 设计变量对 $F_{IP}$ 的灵敏度



(b) 设计变量对 $S_{EA,\theta}$ 的灵敏度

图 13 设计变量对吸能盒性能影响的灵敏度

Fig.13 Sensitivity of the design variables to the performance of the crash box

为显著。顶部区域虽然占比最小,但其作为压缩过程中首先与压头接触的部位,主要起到承受压缩初始载荷的作用,因此对 $F_{IP}$ 有明显影响,降低顶部壁厚可以有效降低压溃初期的接触刚度,进而降低 $F_{IP}$ 。而底部作为吸能盒支撑部位,不直接与压头接触,因此对 $F_{IP}$ 没有明显影响。

3个关键吸能部位对 $S_{EA,\theta}$ 的灵敏度如图13(b)所示,可以看出对 $S_{EA,\theta}$ 影响最大的是吸能盒中段壁厚,其次是底部壁厚,顶部壁厚影响最小。这是因为吸能盒的顶部占比最小,对能量吸收的贡献也最小。而中段作为主要变形区域,起到溃缩吸能的主要作用,增大其壁厚可以提供更多材料产生塑性变形和摩擦以耗散碰撞能量,同时壁厚的增加有利于将载荷均匀传递至整个吸能盒,使吸能盒的变形模式与吸能过程更加均匀稳定,变形更加充分。吸能盒底部起到支撑整体的作用,不直接参与溃缩变形吸能的过程,因此对整体能量吸收的贡献较小。

由灵敏度分析结果可知,吸能盒顶部对 $S_{EA,\theta}$ 的影响微弱,而对 $F_{IP}$ 影响较明显,因此可以通过降低顶部厚度以改善吸能盒的 $F_{IP}$ 。而吸能盒中段对于 $F_{IP}$ 与 $S_{EA,\theta}$ 的影响都最为显著,因此在优化设计时需要均衡考虑,不能一味增大中段壁厚,否则会影响吸能盒整体刚度,进而影响 $F_{IP}$ 。而吸能盒底部对 $F_{IP}$ 影响较小,对 $S_{EA,\theta}$ 影响较为明显,在优化设计时需要考虑

其与中段壁厚的尺寸配合,否则会使吸能盒底部无法提供有效支撑,底部先于中段溃缩,导致吸能盒产生整体欧拉失稳变形,能量吸收大大降低,如图 14(a)所示.而当吸能盒中段壁厚与底部壁厚处在最佳配合时,吸能盒在压溃过程中会产生稳定的渐进折叠变形,如图 14(b)所示,此变形模式对吸能盒材料的利用更为充分,位于中段的主要吸能区域产生更多的塑性变形,因此其相较于其他结构的吸能效果更好.

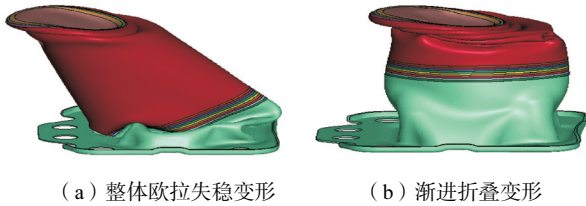


图 14 整体欧拉失稳变形与渐进折叠变形

Fig.14 Overall Euler buckling deformation and progressive folding deformation

#### 4.2 优化结果与分析

为了得到  $F_{IP}$  与  $S_{EA,\theta}$  的最优解,通过第 2 代非支配排序遗传算法(NSGA-II)进行优化求解,NSGA-II 算法运行的速度快、鲁棒性高,优化解集具有较高的精度和收敛性<sup>[21]</sup>.最终得到 Pareto 前沿如图 15 所示.

从 Pareto 前沿图上可以看出,当  $F_{IP}$  减小时,  $S_{EA,\theta}$  也会同时减小,  $S_{EA,\theta}$  最大与  $F_{IP}$  最小 2 个优化目标之间相互矛盾.降低吸能盒的初始峰值载荷会影响整体载荷承受水平,进而导致比吸能值下降.实际上,多目标优化问题通常并不存在使所有目标同时最优的解,Pareto 前沿图上的每一点都是非劣解,需要根据实际工程需求平衡选择结构的最优设计.吸能盒的主要功能是吸收汽车碰撞时产生的能量,因此吸能性才是第一属性,进行优化时需要在满足吸能性的前提下尽可能地降低初始峰值载荷.如图 14 所示,

$A$ 、 $B$  两点优化效果较好,其中  $B$  点  $S_{EA,\theta}$  最大,同时  $F_{IP}$  也最大.为平衡  $S_{EA,\theta}$  与  $F_{IP}$  之间的冲突,可以选择  $A$  点作为最优参数点, $A$  点结构的有限元仿真与代理模型预测结果如表 1 所示,其中  $S_{EA,\theta}$  与  $F_{IP}$  的误差分别为 2.04% 与 1.07%,可以说明优化结果具有合理精度.

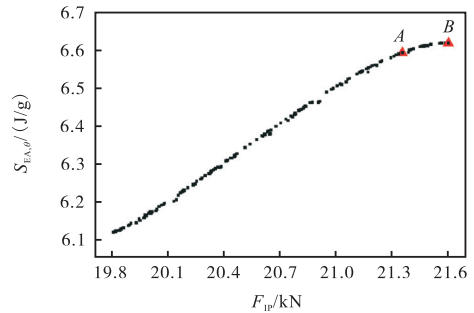


图 15 吸能盒多目标优化的 Pareto 前沿

Fig.15 Pareto front of the multi-objective optimization of the crash box

表 1 优化结果与有限元仿真结果对比

Tab.1 Comparison of the optimization results and FEM results

计算模型	$S_{EA,\theta}/(J/g)$	$F_{IP}/kN$
有限元	6.608	21.58
克里金法拟合代理模型	6.592	21.35

将  $A$  点参数代入有限元模型中,对其在不同角度下的  $S_{EA}$  与  $F_{IP}$  进行计算,并与原始结构进行对比,结果如表 2 所示.可以看出,原始结构与优化结构的  $F_{IP}$  最大值均出现在 15° 载荷角度下,其增幅为 5.73%.优化结构在各个角度下的  $S_{EA}$  均有不同程度的提升,各角度下的  $S_{EA}$  平均值即综合比吸能  $S_{EA,\theta}$  为 6.608 J/g,较原始结构提升了 8.37%.优化结构在保持  $F_{IP}$  最大值增大幅度较小的情况下,各角度下的综合吸能性能均有所提升,优化效果明显.

表 2 不同角度下优化结构与原始结构的性能对比

Tab.2 Performance comparison of the optimized and original structures at different angles

载荷角度/ (°)	$F_{IP}/kN$		$F_{IP}$ 增幅/%	$S_{EA}/(J/g)$		$S_{EA}$ 增幅/%
	原始结构	优化结构		原始结构	优化结构	
0	19.39	21.31	9.90	6.588	7.080	7.47
-30	18.18	20.49	12.71	5.729	6.228	8.71
-15	19.08	21.06	10.38	6.254	6.784	8.46
15	20.41	21.58	6.81	6.368	6.802	6.81
30	18.66	20.62	10.50	5.547	6.146	10.79

## 5 结 论

吸能盒对于汽车被动安全体系至关重要,而传统

研究多聚焦单一轴向或斜向载荷,且主要集中于截面形状与材料上.本研究围绕某锥形变壁厚汽车吸能盒展开深入探究,核心在于不改变其基础构型与材料的基础上,提升其多角度载荷下的综合耐撞性能,得

到结论如下。

(1) 建立了吸能盒在准静态压缩过程中的有限元模型, 并进行了吸能盒的准静态压缩试验。结果表明有限元计算与试验得到的结果相近,  $S_{EA,\theta}$  与  $F_{IP}$  的相对误差均在 5.0% 以内, 本文所建立的有限元模型具有较高的准确性和可靠性, 可用于进一步优化设计。

(2) 通过最优拉丁超立方方法获取均匀采样点, 对采样结果进行灵敏度分析, 结果表明, 吸能盒中段壁厚对  $S_{EA,\theta}$  与  $F_{IP}$  均有显著影响; 吸能盒顶部壁厚对  $F_{IP}$  有明显影响, 对  $S_{EA,\theta}$  影响微弱; 吸能盒底部壁厚对  $S_{EA,\theta}$  有明显影响, 对  $F_{IP}$  影响微弱。在进行优化设计时需要考虑各部位的尺寸配合, 避免出现欧拉失稳变形。

(3) 构建了  $S_{EA,\theta}$  与  $F_{IP}$  的克里金模型, 以  $S_{EA,\theta}$  最大和  $F_{IP}$  最小为优化目标, 通过 NSGA-II 优化算法对吸能盒的多目标优化问题进行了求解, 得到了 Pareto 前沿图。最终优化结果表明, 吸能盒的综合比吸能提高 8.37%, 初始峰值载荷仅增加 5.73%。在保证初始峰值载荷不大幅增长的同时, 使吸能盒在多角度载荷下的综合比吸能得到了显著提升, 优化效果明显。

本文研究过程中未考虑材料失效(如撕裂、断裂)及焊点连接强度对吸能盒性能的影响, 且仅分析了准静态载荷下的响应, 存在一定的局限性。后续可结合动态冲击试验, 研究应变率效应及复杂边界条件(如与车身纵梁连接)的影响; 同时探索复合材料与变壁厚结构的协同优化, 进一步提升吸能效率与轻量化水平。

#### 参考文献:

- [1] 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.
- [2] 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. 天津, 中国, 2007: 449-455.  
Zhang Zonghua, Liu Shutian. Crashworthiness of dynamical axial crushing of polygonal thin-walled tubes [C]// Proceedings of the 2007 Annual Conference of China Society of Automotive Engineers. Tianjin, China, 2007: 449-455 (in Chinese).
- [3] Deng X L, Liu W Y, Lin Z Q. Experimental and theoretical study on crashworthiness of star-shaped tubes under axial compression[J]. *Thin-Walled Structures*, 2018, 130(9): 321-331.
- [4] 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.
- [5] Guler A M, Cerit E M, Bayram B, et al. The effect of geometrical parameters on the energy absorption characteristics of thin-walled structures under axial impact loading[J]. *International Journal of Crashworthiness*, 2010, 15(4): 377-390.
- [6] Sun G Y, Xu F X, Li G Y, et al. Crashing analysis and multiobjective optimization for thin-walled structures with functionally graded thickness[J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2014, 64(2): 62-74.
- [7] Baykasoglu C, Cetin T M. Energy absorption of circular aluminium tubes with functionally graded thickness under axial impact loading[J]. *International Journal of Crashworthiness*, 2015, 20(1): 95-106.
- [8] Zhao X, Zhu G H, Zhou C Y, et al. Crashworthiness analysis and design of composite tapered tubes under multiple load cases[J]. *Composite Structures*, 2019, 222: 110920.
- [9] Han D C, Park S H. Collapse behavior of square thin-walled columns subjected to oblique loads[J]. *Thin-Walled Structures*, 1999, 35(3): 167-184.
- [10] Zhang Y, Sun G Y, Xu X P, et al. Multiobjective crashworthiness optimization of hollow and conical tubes for multiple load cases[J]. *Thin-Walled Structures*, 2014, 82: 331-342.
- [11] Li G Y, Xu F X, Sun G Y, et al. A comparative study on thin-walled structures with functionally graded thickness (FGT) and tapered tubes withstanding oblique impact loading[J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2015, 77: 68-83.
- [12] Ying L, Dai M H, Zhang S Z, et al. Multiobjective crashworthiness optimization of thin-walled structures with functionally graded strength under oblique impact loading[J]. *Thin-Walled Structures*, 2017, 117: 165-177.
- [13] Liu Q, Xu X Y, Ma J B, et al. Lateral crushing and bending responses of CFRP square tube filled with aluminum honeycomb[J]. *Composites Part B: Engineering*, 2017, 118: 104-115.
- [14] Ma F W, Liang H Y, Pu Y F, et al. Multi-objective optimization of crash box filled with three-dimensional

- cellular structure under multi-angle impact loading[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(9): 2397-2412.
- [15] 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.
- [16] 肖辰坤. 藤壶仿生结构的准静态压缩力学特性[D]. 广州: 广州大学, 2023.  
Xiao Chenkun. The Quasi-Static Compressive Mechanical Properties of Barnacle Bioinspired Structures[D]. Guangzhou: Guangzhou University, 2023 (in Chinese).
- [17] 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.
- [18] 陈亚枫, 白中浩. 泡沫填充多边形单锥管与双锥管斜向加载下耐撞性分析[J]. 振动与冲击, 2017, 36(6): 18-26.
- Chen Yafeng, Bai Zhonghao. Crashworthiness analysis of foam-filled single and bitubal polygonal tapered thin-walled tubes under oblique impact loading[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(6): 18-26(in Chinese).
- [19] Tarlochan F, Samer F, Hamouda A, et al. Design of thin wall structures for energy absorption applications: Enhancement of crashworthiness due to axial and oblique impact forces[J]. Thin-Walled Structures, 2013, 71: 7-17.
- [20] 王登峰, 卢春达, 梁鸿宇. 多角度冲击工况下铝/CFRP 复合管诱导槽多目标优化设计[J]. 汽车工程, 2023, 45(7): 1286-1297.  
Wang Dengfeng, Lu Chunda, Liang Hongyu. Multi-objective optimization design of induction groove for aluminum/CFRP hybrid tube under multi-angle compression condition[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(7): 1286-1297(in Chinese).
- [21] Deb K, Agrawal S, Pratap A, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.

(责任编辑: 王晓燕)