

基于三维多胞结构的汽车吸能盒优化设计

杨 星^{1,2}, 于 野^{1,2}, 张 伟³, 侯文彬^{*1,2}

(1. 大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁 大连 116024;

2. 大连理工大学 汽车工程学院, 辽宁 大连 116024;

3. 大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 为改善汽车吸能盒在低速碰撞情况下的力学表现, 将一种新型具有负泊松比效应的多胞结构设计为汽车前纵梁的吸能盒. 通过对新型负泊松比多胞结构形状参数的研究, 确立了多胞结构中特定的元胞几何参数及元胞层数作为优化变量, 结构质量以及所吸收的能量作为优化目标. 首先通过最优拉丁超立方的方法在变量空间内进行样本点的选取并采用 ABAQUS 进行有限元仿真计算, 然后由 Isight 软件根据样本点的计算结果对优化变量与优化目标建立三阶响应面模型, 最终采用 NCGA 对响应面模型进行优化. 将优化结果进行 RCAR (Research Council for Automobile Repairs) 标准模型仿真计算, 结果验证了这一新型负泊松比吸能盒可以在较小的质量下满足 RCAR 低速碰撞标准.

关键词: 负泊松比; 吸能盒; 多胞结构; RCAR 标准; 响应面法

中图分类号: TB330.1

文献标识码: A

doi: 10.7511/dllgxb201704001

0 引言

当汽车发生低速碰撞时, 吸能盒作为汽车前纵梁的重要组成部分对于降低车辆损失起着至关重要的作用. 目前, 汽车吸能盒普遍采用薄壁梁结构, 研究者们也对其结构、截面形状、诱导槽设置等做了大量的研究以提高吸能盒的抗撞性能^[1-4]. 随着汽车轻量化水平的提高, 新型材料的应用为这一问题提供了良好的解决办法. 如 Kim 等将铝和碳纤维材料应用于吸能盒中以研究吸能盒在受到轴向荷载情况下的力学表现^[5]. 在众多材料中多胞结构以其质量轻、比吸能高的优点受到越来越多研究者的青睐, 如采用泡沫铝作为吸能盒填充材料以提高吸能盒性能^[6]. 其中具有负泊松比效应的多胞结构在改善传统蜂窝结构平台区反力波动大、平台区反力逐渐降低等方面拥有更大的潜力. 近年来, 负泊松比结构无论是其力学性能还是其拓扑形状都有了较多研究^[7]. 张伟等将一种新型负泊松比多胞结构应用于汽车吸能盒, 与薄

壁梁结构相比, 它可以保证在较小的峰值反力下, 实现稳定增强的平台反力^[8]. 本文通过对结构几何参数的优化, 建立一种新型负泊松比吸能盒以提高吸能盒在低速碰撞情况下的力学表现.

1 负泊松比吸能盒

新型负泊松比吸能盒如图 1 所示, 吸能盒整体结构由多个三维元胞排列组合形成, 其中每个元胞的参数如图 2 所示. 图 2 中 L 和 M 分别是元胞长短胞壁的长度, H 是元胞的高度, $N = \beta L$ 是元胞水平胞壁的长度, ϕ 和 θ 分别是元胞长短胞壁与元胞轴线的夹角, T_L 和 T_M 分别表示元胞长短胞壁的厚度, 且图 2 中垂直于单胞结构 XY 平面方向厚度为 T_L , $T_L = \alpha L$, $T_M = \alpha M$, α 和 β 分别被定义为厚度系数和长度系数, 根据结构参数得到 $K = M/L$ 为胞壁比例系数. 值得注意的是, 为了满足结构的负泊松比特性, 即当结构在受到压缩荷载的情况下其横向发生收缩变形, θ 一定大于 ϕ , 且当元胞长短胞壁长度及 ϕ 和 K 为定值时,

H 和 θ 也同时被确定. 本文通过 UG 将 α 、 β 、 ϕ 、 K 、 L 以及元胞层数 n 参数化来建立多胞结构参数化模型, 通过改变以上参数来改变吸能盒整体结构. 由于铝合金具有质量轻、刚度大的特点, 本文材料选用 7075 铝合金, 密度为 $2.81 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 弹性模量为 71 GPa, 泊松比为 0.31, 屈服极限为 455 MPa.

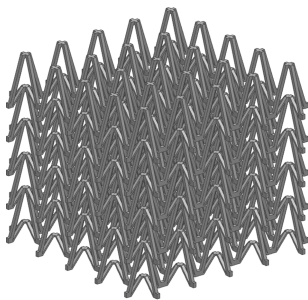


图 1 新型负泊松比吸能盒

Fig. 1 The new negative Poisson's ratio crash box

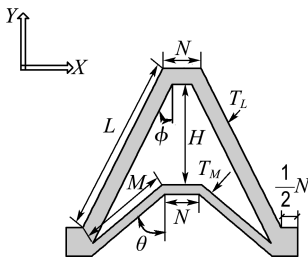


图 2 负泊松比结构元胞参数

Fig. 2 The parameters of the negative Poisson's ratio structure cell

2 模型优化

2.1 有限元模型的建立

图 3 所示为新型负泊松比吸能盒在受到轴向压缩荷载情况下的应力-应变曲线, 可人为地将应力-应变曲线分为 4 个区域, 分别为弹性区、平台区、平台应力增强区以及密实化区. 由结构应力-应变曲线可看出, 结构初始应力峰值较高且与平台区应力有较大的落差, 主要是因为当结构受到撞击时, 结构中每一层单胞由 L 边受压, M 边受拉; 随着结构进入塑性变形阶段, L 边会发生塑性弯曲, 从而使得结构刚度迅速下降, 随即逐层坍塌, 如图 4 为结构在不同时刻所对应的变形图. 结构吸收能量主要在塑性变形阶段, 且弹性阶段时间很短, 只要保证应力峰值低于某一标准值即可. 由于本文中新型负泊松比吸能盒吸收能量主要发生在平台区及平台应力增强区, 在进入密实化区

后能量吸收很少, 但是碰撞反力会急剧升高. 因此新型负泊松比吸能盒应该在发生密实化之前吸收足够的能量, 来避免碰撞反力的急剧升高.

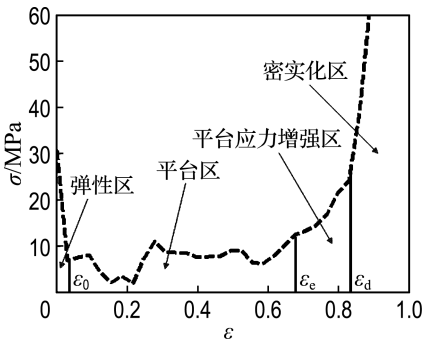


图 3 新型负泊松比吸能盒应力应变曲线

Fig. 3 The stress-strain curve of the new negative Poisson's ratio crash box

为保证模型计算准确, 将模型中每一单胞(图 5)网格数量设置为 76, 其中 L 边设置为 10, M 边设置为 5, N 边设置为 4. 根据模型层数的不同模型单元总数有所变化, 且模型上下平板设置为离散刚体. 模型单元采用 B31 梁单元模型, 材料模型选择理想弹塑性模型. 为了得到此结构能够吸收的最大能量, 同时得到模型在碰撞过程中的最大峰值反力, 优化过程的碰撞模型采用定速碰撞, 用以控制碰撞距离. 结构密实化时其应变为 ϵ_d , 为避免模型进入密实化区造成峰值反力急速增加, 本文设置的碰撞应变为 $\epsilon_d - 0.1$, 则冲击距离为 $(\epsilon_d - 0.1)h$, h 为吸能盒整体高度, 冲击模型如图 6 所示. 负泊松比多胞结构密实化应变即等于孔隙率 $1 - \rho_{rd}$, 其中 ρ_{rd} 为相对密度. 相对密度指结构材料所占体积与结构整体所围成的体积的比值, 由于本结构是由每一个单胞结构组合而成, 因此其整体相对密度等于每一单胞相对密度. 张伟^[9]已对本结构相对密度进行过详细阐述, 故本文中不再对其公式进行详细推导.

$$\rho_{rd,3D} = \frac{\alpha}{\beta + \sin \phi} \rho_{rd,2D} \tag{1}$$

$$\rho_{rd,2D} = \frac{\alpha + \alpha\beta K + \alpha K^2 + 0.5\alpha\beta}{(\cos \phi - \sqrt{K^2 - \sin^2 \phi})(\beta + \sin \phi)} \tag{2}$$

2.2 实验设计及响应面模型

本文中的多胞结构较为复杂, 非线性度较高, 为此计算时间较长. 为减少计算时间, 提高效率, 本文引入响应面方法. 首先, 为使因子与响应之间的拟合更加精确, 本文依据最优拉丁超立方方法

在模型设计区间内选取 60 个样本点。

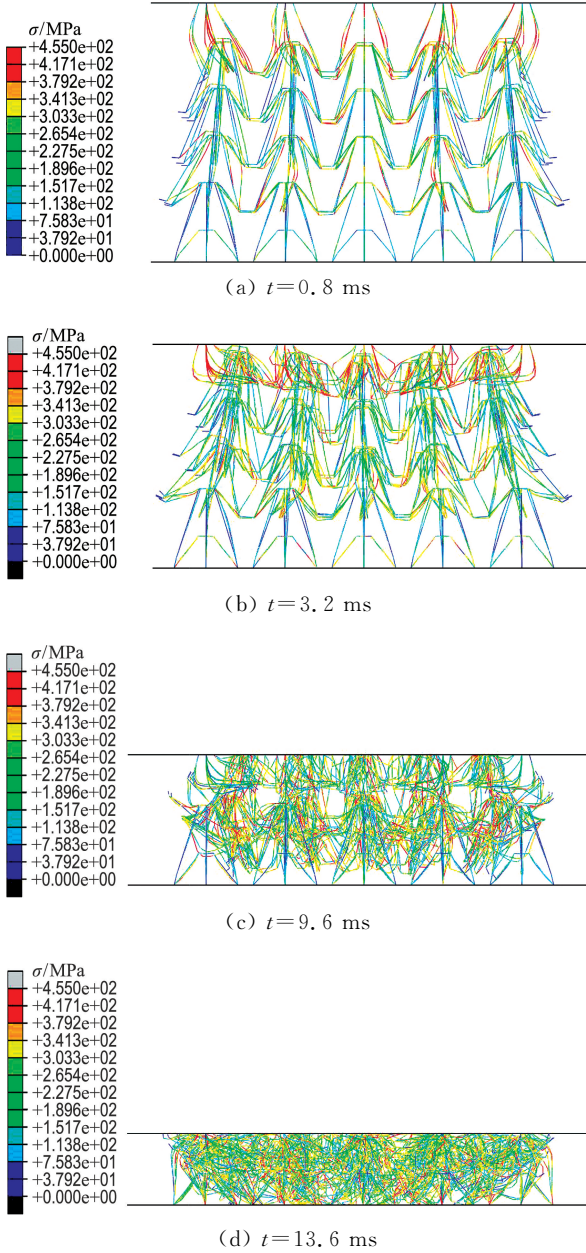


图 4 吸能盒不同时刻变形

Fig. 4 The deformation of crash box at different time

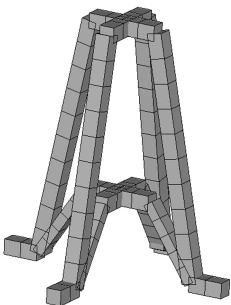


图 5 单胞有限元模型

Fig. 5 The finite element model of unit cell

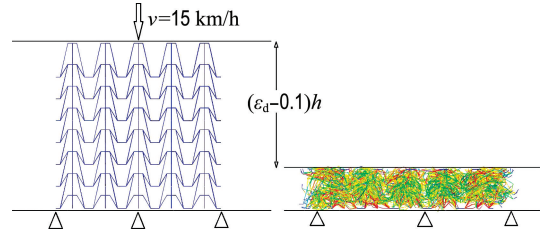


图 6 等速冲击模型

Fig. 6 The constant-velocity crush model

依据上述样本点建立三阶响应面模型,为提高模型的精确度和质量,Isight 软件以残差平方和 R_{ss} 最小作为目标,进行项的最佳选择。残差平方和公式表示如下:

$$R_{ss} = \sum_{i=1}^k (y_i - \tilde{y}_i)^2 \quad (3)$$

式中: y_i 为实际值; $\tilde{y}_i$ 为响应近似值; k 为样本个数,本文为 60。

对于响应面模型进行可信度分析,本文采用误差方根 R^2 来衡量响应面模型与样本点项符合的程度,其公式如下:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^k (y_i - \tilde{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^k (y_i - \bar{y})^2} \quad (4)$$

式中: $\bar{y}$ 表示样本均值。 R^2 值下限为 0.900,越靠近 1 则表示响应面模型可信度越高。本文通过三阶响应面构造能量吸收能力 E 、质量 m 及模型下板所受反力 F_r 的可信度分别为 0.945、0.979 和 0.957,均大于最低值 0.900,故满足精度要求。依据上述样本点所建立的三阶响应面函数如下:

$$E(\alpha \ \beta \ \phi \ K \ L \ n) \approx \{(-6.4\alpha - 1.3\beta - 0.1n) + [21\alpha^2 - 3.4\alpha(K - \sin \phi) + 1.2\beta(K - \sin \phi) + 5.9\alpha\beta + 0.2an + 0.1\alpha L] - 56.2\alpha^3\} \times 10^5 \text{ J} \quad (5)$$

$$m(\alpha \ \beta \ \phi \ K \ L \ n) \approx \{(-5.9\alpha - 0.5\beta) + [3.5\alpha^2 + 0.6\alpha(K - \sin \phi) + 1.3\alpha\beta + 0.3an + 0.1\alpha L] + 14\alpha^3\} \times 10 \text{ kg} \quad (6)$$

$$F_r(\alpha \ \beta \ \phi \ K \ L \ n) \approx \{(-24.8\alpha + 0.7n) + [92.4\alpha^2 - 0.1n^2 + (K - \sin \phi)(15.2\alpha - 0.1\phi + 0.4n) + \alpha(5.1\beta + 0.2\phi - 0.6n + 0.6L)] - 4.2(K - \sin \phi)^3 - 204.5\alpha^3\} \times 476 \text{ kN} \quad (7)$$

2.3 优化模型

通过上述建立的响应面模型并采用 NCGA

(neighborhood cultivation genetic algorithm)对模型进行多目标的优化. 由于负泊松比多胞结构相对密度对其力学性能起着决定性作用, 而其相对密度又随着其几何参数的变化而变化, 因此几何参数决定着其能量吸收能力 E 及质量 m . 为此将此结构所能吸收的能量及质量作为优化目标, 几何参数作为变量, 几何参数如图 2 所示. 同时模型下板冲击反力 F_r 及模型高度 h 作为此次优化的约束条件, 数学模型为

$$\min (m, 1/E)$$
$$\text{s. t. } 0.01 \leq \alpha \leq 0.20, 0.1 \leq \beta \leq 0.3,$$
$$4 \leq n \leq 9, 10^\circ \leq \phi \leq 20^\circ, \sin \phi \leq K \leq 0.5,$$
$$20 \text{ mm} \leq L \leq 40 \text{ mm}, F_r \leq 180 \text{ kN},$$
$$h \leq 160 \text{ mm}$$

本文采用 Isight 软件集成 UG、Hypermesh、ABAQUS 对新型负泊松比吸能盒进行优化, 优化流程如图 7 所示. 由于对样本点进行计算时所集成的软件较多, 且两两之间有较多的中间参数进行传递, 因此在建立模型时应使得模型中间变量尽可能少, 以降低数值传递错误的概率. 由于本文采用响应面模型进行优化, 后期优化过程速度非常快, 整个优化流程主要是样本点计算的时间较长. 为减少这段时间, 应使模型每个单胞单元数量确定, 且在 ABAQUS 自动生成模型时应采用以元素的实际索引号作为对象的索引方式. 本文优化采用遗传算法 NCGA, 种群数量设置为 50, 经过 100 次迭代并选取最优解, 优化结果如表 1

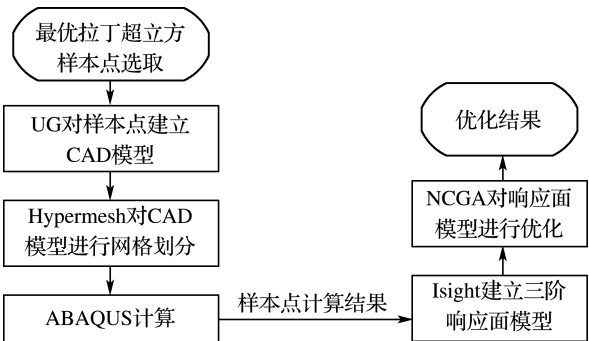


图 7 优化流程
Fig. 7 The process of optimization

表 1 优化结果

Tab. 1 The result of optimization

α	β	K	n	L/mm	$\phi/(\text{^\circ})$
0.15	0.29	0.35	7	24	11.2

所示. 经过定速冲击模型验证得到 $F_r=175 \text{ kN}$, $E=12\,000 \text{ J}$, $m=0.877 \text{ kg}$.

3 RCAR 标准验证

吸能盒主要作用在于当车辆发生低速碰撞后降低车辆维修成本, 目前国际上主要应用 RCAR (Research Council for Automobile Repairs) 标准来对汽车低速碰撞安全性进行评级, 确定车辆的保险等级. RCAR 要求当汽车以 15 km/h 的速度进行 40% 偏置碰撞时, 汽车的空调等部件不会被破坏、前纵梁等结构件不会发生塑性变形, 通常用吸能盒吸收总能量、碰撞最大反力等参数标识^[10].

本文以某车为例, 其质量为 1.25 t, 所允许的最大碰撞反力 F_r 为 180 kN^[11]. 为了保证车辆设计要求, 吸能盒高度 h 应不大于 160 mm. 根据 RCAR 标准建立简化模型如图 8 所示, 结构下端采用固定约束, 上端刚性墙以 15 km/h 的初始速度对结构进行碰撞模拟, 并赋予上端刚性墙 1.25 t 的质量, 冲击时间设为 $t=50 \text{ ms}$.

根据上述优化结果建立梁单元负泊松比吸能盒模型, 并进行图 8 的有限元仿真. 当刚性墙与负泊松比多胞结构发生自由冲击时, 其变形如图 9 所示, 模型首先从第 3 层开始坍塌, 随后逐层坍塌直至碰撞结束. 模型所消耗的能量如图 10 所示, 最终消耗能量为 10 800 J, 约等于结构初始动能, 即结构模型初始动能全部被负泊松比多胞结构所消耗, 达到了吸收能量的要求. 同时模型最大反力发生在初始时刻如图 11 所示, 最大反力为 175 kN, 小于车辆所能承受的最大反力 180 kN, 且吸能盒质量由原来的 1 kg 降低到 0.877 kg, 比吸能约为 11 402.509 J/kg, 增加了 14.025%.

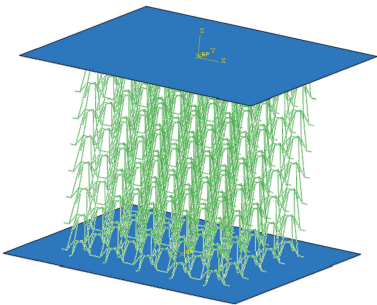


图 8 RCAR 标准验证模型
Fig. 8 The test model of RCAR standard

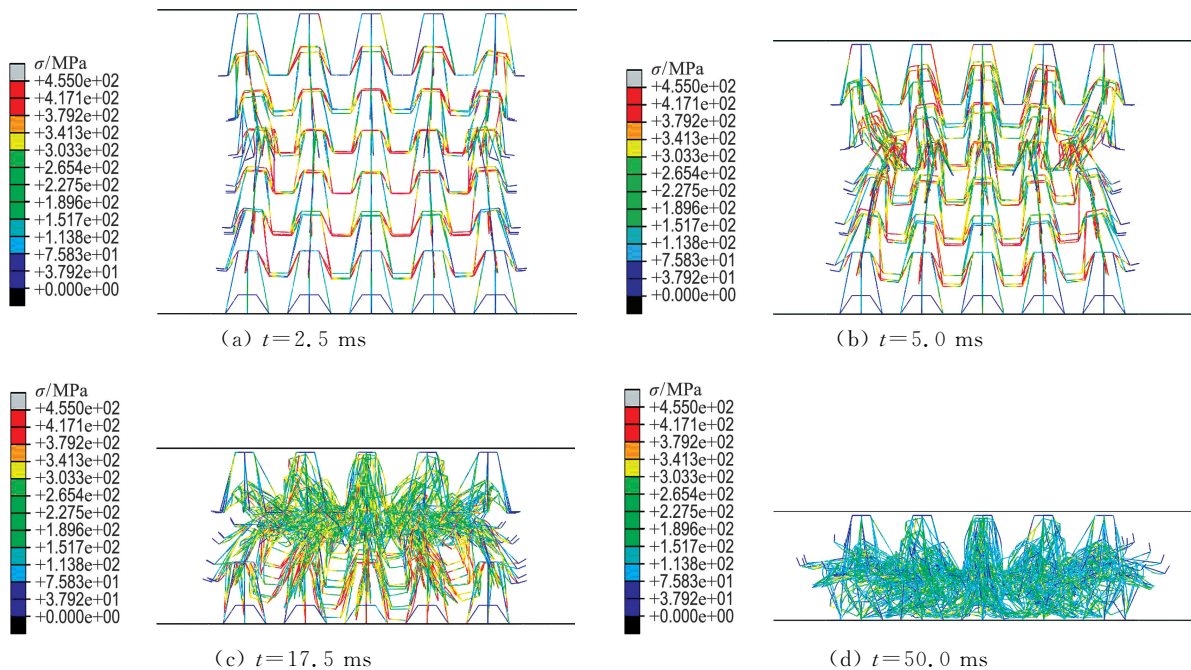


图 9 负泊松比吸能盒变形

Fig. 9 The deformation of the negative Poisson's ratio crash box

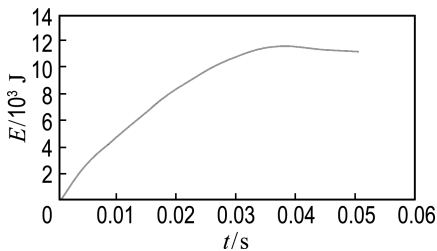


图 10 吸能盒能量吸收曲线

Fig. 10 The energy absorption curve of crash box

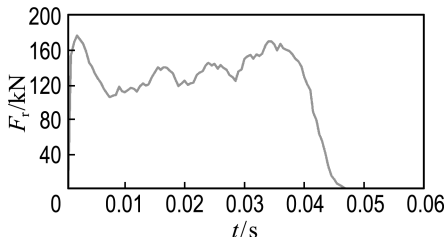


图 11 吸能盒碰撞反力曲线

Fig. 11 The impact reacting force curve of crash box

4 结 语

本文将一种新型负泊松比多胞结构用于构建汽车吸能盒,并通过响应面函数及 NCGA 遗传算法对其结构尺寸进行优化,使其在保证安装尺寸要求的同时满足 RCAR 标准. 计算结果证明了这一结构在汽车吸能盒中的有效性,同时也显示出负

泊松比多胞结构特有的平台反力增强区对于整体结构能量吸收的重要意义,这也为将来研究碰撞安全的研究者们提供了一条新的思路. 尽管本文中负泊松比吸能盒能够满足 RCAR 标准,但是其在轻量化方面仍有待于进一步研究和讨论. 同时由于本结构较为复杂,以传统制造手段制造较为困难,宜采用金属的 3D 打印形式进行制造. 就目前而言其制造成本较高,且打印效果有较大的不确定性,因此本结构有待后续实验进行进一步验证.

参考文献:

- [1] 孙成智,曹广军,王光耀. 为提高低速碰撞性能的轿车保险杠吸能盒结构优化[J]. 汽车工程, 2010, 32(12):1093-1096, 1101.
SUN Chengzhi, CAO Guangjun, WANG Guangyao. Structural optimization of car bumper crash box for improving low-speed crash performance [J]. **Automotive Engineering**, 2010, 32(12):1093-1096,1101. (in Chinese)
- [2] 万鑫铭,徐小飞,徐中明,等. 汽车用铝合金吸能盒结构优化设计[J]. 汽车工程学报, 2013, 3(1):15-21.
WAN Xinming, XU Xiaofei, XU Zhongming, et al. Structure optimization design of aluminum alloy energy-absorbing box for automobiles [J]. **Chinese Journal of Automotive Engineering**, 2013, 3(1):15-21. (in Chinese)

- [3] 郝 亮,徐 涛,崔 健,等. 参数化诱导槽设计的吸能盒结构抗撞性多目标优化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2013, **43**(1):39-44.
HAO Liang, XU Tao, CUI Jian, *et al.* Multi-objective optimization for crashworthiness of crash box with parameterized inducing grooves [J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2013, **43** (1): 39-44. (in Chinese)
- [4] YIN Wenlong, YANG Guoping. Automobile crash box structure optimization and simulation [J]. *Advanced Materials Research*, 2012, **591/592/593**: 737-740.
- [5] KIM H C, SHIN D K, LEE J J, *et al.* Crashworthiness of aluminum/CFRP square hollow section beam under axial impact loading for crash box application [J]. *Composite Structures*, 2014, **112**(1):1-10.
- [6] HANM S, MIN B S, CHO J U. Fracture properties of aluminum foam crash box [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2014, **15**(6):945-951.
- [7] 杨智春,邓庆田. 负泊松比材料与结构的力学性能研究及应用[J]. 力学进展, 2011, **41**(3):335-350.
YANG Zhichun, DENG Qingtian. Mechanical property and application of materials and structures with negative Poisson's ratio [J]. *Advances in Mechanics*, 2011, **41**(3):335-350. (in Chinese)
- [8] 张 伟,侯文彬,胡 平. 新型负泊松比多孔吸能盒平台区力学性能[J]. 复合材料学报, 2015, **32**(2): 534-541.
ZHANG Wei, HOU Wenbin, HU Ping. Mechanical properties of new negative Poisson's ratio crush box with cellular structure in plateau stage. [J]. *Acta Materiae Compositae Sinica*, 2015, **32**(2):534-541. (in Chinese)
- [9] 张 伟. 三维负泊松比多胞结构的轴向压缩性能研究[D]. 大连:大连理工大学, 2015:17-23.
ZHANG Wei. The study on axial compression properties of three-dimensional negative Poisson's ratio cellular structure [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2015: 17-23. (in Chinese)
- [10] LIU Honglan, HU Ning. The crash-box crashworthiness design based on RCAR tests[J]. *Advanced Materials Research*, 2014, **971/972/973**: 781-784.
- [11] 柳艳杰. 汽车低速碰撞吸能部件的抗撞性能研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2012:69-74.
LIU Yanjie. Study on crashworthiness of automobile energy-absorbing components in low speed collision [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2012:69-74. (in Chinese)

Optimization design of automobile crash box based on 3D cellular structure

YANG Xing^{1,2}, YU Ye^{1,2}, ZHANG Wei³, HOU Wenbin^{*1,2}

(1. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. School of Automotive Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

3. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: A crash box for automobile front rail is designed with a new negative Poisson's ratio cellular structure to improve the mechanical performance of crash box in the low-speed crash. Through the research on the shape parameters of that structure, the specific geometry parameters and the layer number of the structure are set as the optimal variables, while the structure mass and energy absorbed are set as the optimal objects. At first, the sample points are selected in the variable space with optimal Latin hypercube design method and the finite element models made by those sample points are calculated by ABAQUS. Then, the cubic response surface model of optimal variables and optimal objects is established by Isight according to the calculation results of sample points. At last, the structure is optimized through the response surface model with NCGA. The optimal structure is tested through RCAR(Research Council for Automobile Repairs) standard model, and the result of the test proves that it can meet the RCAR request in the low-speed crash with smaller mass.

Key words: negative Poisson's ratio; crash box; cellular structure; Research Council for Automobile Repairs (RCAR) standard; response surface method