

具有3D负泊松比结构填充的新型吸能盒设计与耐撞性研究

陆欢^{1,2}, 王小鹏^{1,2}, 陈天宁^{1,2}

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对现有吸能盒结构形式单一、缓冲吸能效果有限的问题,在现有研究的基础上,将3D负泊松比结构填充到薄壁圆管中设计一种填充圆管型吸能盒,探索汽车吸能盒结构的新构型设计,改善吸能盒的缓冲吸能性能。首先,建立了3D负泊松比结构填充方管和圆管型吸能盒的几何模型,利用落锤冲击实验对3D打印加工的吸能盒样件进行了低速冲击,并建立了结构的低速冲击有限元模型,研究结果表明,结构的落锤实验结果与低速冲击仿真结果吻合较好,证明了结构低速冲击有限元模型的准确性;随后,基于有限元模型,对比分析了填充型方管、填充型圆管和原始方管吸能盒的耐撞性能,研究发现,相较于原始方管吸能盒和填充方管型吸能盒,填充圆管型吸能盒具有更低的初始峰值力、更高的平均碰撞力,综合耐撞性能更优异;最后,结合响应面方法和NSGA-II算法,对填充圆管型吸能盒的耐撞性进行多目标优化,优化结果表明,优化后吸能盒的比吸能提高了14.7%,初始峰值应力降低了18.5%,综合耐撞性能得到了明显改善。该研究为负泊松比结构在汽车吸能盒上的应用探索提供了新的思路。

关键词: 负泊松比结构;吸能盒;耐撞性;优化设计

中图分类号: TH122 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtubxb202410017 **文章编号:** 0253-987X(2024)10-0188-11

Design and Crashworthiness of Novel Energy-Absorbing Box Filled with the 3D Negative Poisson's Ratio Structure

LU Huan^{1,2}, WANG Xiaopeng^{1,2}, CHEN Tianning^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an 710049, China)

Abstract: For the single structural form and limited buffering energy absorption capacity of existing energy-absorbing boxes, a filled circular tube energy-absorbing box is designed by filling the 3D negative Poisson's ratio structure into a thin-walled circular tube based on the existing research to explore the new structural design and improve the buffering energy absorption capacity of automobile energy-absorbing boxes. Firstly, the geometric model of the square tube and circular tube energy-absorbing boxes filled with the 3D negative Poisson's ratio structure are established, the sample processed by 3D printing is subjected to low-velocity impact in the drop hammer impact test, and the low-velocity impact finite element (FE) model of the structure is established. The research results show that the drop hammer test results of the structure were in

good agreement with the low-velocity impact simulation results, which proved the accuracy of the FE model. Subsequently, based on the FE model, the crashworthiness of the filled square tube, filled circular tube and original square tube energy-absorbing boxes are compared and analyzed. It is found that compared with the original square tube energy-absorbing box and the filled square tube energy-absorbing box, the filled circular tube energy-absorbing box exhibited a lower initial peak force, a higher average collision force, and a better comprehensive crashworthiness performance. Finally, the response surface method and NSGA-II algorithm are applied to perform a multi-objective optimization on the crashworthiness of the filled circular tube energy-absorbing box. The optimization results show that the specific energy absorption of the optimized energy-absorbing box increased by 14.7%, and the initial peak force decreased by 18.5%, which indicated that the comprehensive crashworthiness performance was significantly improved. This study can provide a new idea for the application of negative Poisson's ratio structure in automobile energy-absorbing boxes.

Keywords: negative Poisson's ratio structure; energy-absorbing box; crashworthiness; optimal design

随着科技的快速发展,各种新型材料和结构不断涌现,给工程上带来了新的选择。负泊松比结构作为一种人工设计的多孔型结构,在外载荷作用下具有受拉收缩、受压膨胀的机械特性^[1],表现出明显的负泊松比效应,具有改进的剪切模量^[2-3]、高压痕阻力^[4-5]、良好的吸能能力^[6-8]等性能,在结构的缓冲吸能方面具有很大的应用前景。车辆碰撞作为典型的冲击加载场合,吸能盒是汽车的关键缓冲吸能部件,其变形吸能性能直接决定了车辆的被动安全性能。一直以来,汽车吸能盒都是以薄壁管结构为主^[9],在保持结构轻量化的同时,具有不错的缓冲吸能性能。近些年来,内凹型负泊松比结构因其简单的几何构型和负泊松比产生机理,成为了研究者重点关注的对象。该类结构是在常规六边形结构中引入内凹角构建的,结构承受载荷时,内凹薄壁发生变形并产生旋转运动,使结构整体表现出负泊松比效应。针对这类结构的塑性变形与冲击吸能性能等方面,研究人员进行了大量研究。

张新春等^[10]研究了内凹负泊松比结构在面内冲击作用下的动态冲击性能,发现冲击速度的提高可以增强结构的能量吸收能力。张一帆^[11]对星形及双箭头负泊松结构的力学性能进行了研究,讨论了两种结构尺寸对蜂窝结构力学性能的影响,为后续的相关研究提供了基础和参考。郭亚鑫等^[12]研究了内凹蜂窝结构在准静态及冲击加载下的力学特性和吸能效果,结果发现内凹蜂窝结构比传统蜂窝

结构在能量吸收能力方面更优。为了促进负泊松比结构在工程上的应用,研究人员针对 3D 负泊松比结构的设计、力学性能和能量吸收性能也展开了分析研究,推动结构从 2D 向 3D 拓展。Jiang 等^[13]利用 2D 内凹结构在六面体表面进行映射,并在空间内进行正交重叠,构建了一种新的 3D 内凹结构(3D REC),探究了结构在准静态加载下的塑性大变形模态和力学响应,结构变形呈现出典型的“X”形模式,为 3D 负泊松比结构的设计和力学性能研究提供了新的思路。不同的是,Teng 等^[14]将 2D 内凹结构绕空间轴进行旋转重叠,形成了一个简单的 3D 内凹结构,通过研究证明了该 3D 结构在变形吸能方面相较于常规的 2D 结构更优。与这些研究不同的是,Zhang 等^[15]受负泊松比管状结构的启发,将 2D 结构沿圆周旋转 360°生成 3D 壳体,通过赋予壳体厚度生成了一种 3D 负泊松比管结构,这与其他常见的负泊松比结构的设计方式是完全不一样的。受到这种设计的启发,Zhang 等^[16]又设计了一种组合式的负泊松比管状结构,考虑到结构仍然具有高孔隙率的特征,在管中心处引入了实体支撑柱来增加结构的等效刚度和承载能力,并且可以通过控制支撑柱的长度来调节结构的刚度和泊松比。在这些研究的启发下,Lu 等^[17]引入薄壁管的轴向压缩模态,设计了一种 3D 复合负泊松比管结构,通过研究发现,管结构与负泊松比结构之间的耦合相互作用显著提升了结构的抗压和能量吸收能力,为新型 3D

负泊松比结构的设计提供了新的范式。

负泊松比结构的能量吸收能力最终是为结构缓冲吸能服务的,研究人员针对负泊松比结构在冲击加载下的吸能性能进行了探索。以汽车碰撞为例,为了改善汽车的被动安全性能,研究人员将负泊松比结构应用于汽车的缓冲结构设计。王源隆^[18]将负泊松比结构应用于汽车悬架缓冲块,通过研究发现,相比传统聚氨酯缓冲块,负泊松比缓冲块具有更好的缓冲吸能能力,在汽车缓冲结构设计中具有巨大的潜力。文献[19-21]提出了一种具有负泊松比效应的汽车前纵梁吸能盒结构,研究发现,结构的等效弹性模量和平台应力在面内加载过程中得到一定程度的增强,表现出较好的能量吸收能力。为了进一步优化车辆吸能盒的缓冲吸能效果,王陶^[22]研究了由内凹负泊松比结构构成的薄壁吸能盒的吸能特性,结合某商用车型进行结构的耐撞性分析,结果发现负泊松比吸能盒结构可以显著改善该车型在正面碰撞中的被动安全性能。邹松春^[23]利用负泊松比结构的质量轻、吸能效果好、缓冲特性优良等优点,将其填充在传统吸能盒中来改善吸能盒的耐撞性能,研究表明采用三维负泊松比胞元填充的吸能盒具有较大的总吸能和平均碰撞力,以及较小的压缩位移,有利于提升吸能盒的耐撞性能。

综上所述,虽然关于负泊松比结构的研究已经取得了许多成果,但是现有研究中关于负泊松比结构在汽车吸能盒以及防撞梁等缓冲部件上的设计与应用探索仍然较少,并且基于负泊松比结构的吸能盒设计形式比较单一,目前基本都是以负泊松比结构为填充物填充薄壁方管构建的,而且填充的负泊松比结构往往都是通过简单阵列或旋转镜像等操作构建的 3D 结构,构型单一,结构相对复杂,因此提出吸能盒的新的构型设计是很有必要的。结合文献[17]提出的 3D 复合负泊松比管结构(3D CATS),本文提出了一种将 3D 复合管结构填充到薄壁圆管中的填充圆管型吸能盒结构,利用 3D 结构与圆管之间的相互作用来改善吸能盒的耐撞性和缓冲吸能性能,利用有限元和实验研究了新型吸能盒的耐撞性能,并对其耐撞性指标进行了多目标优化。

1 新型吸能盒的结构设计

在现有的工程实践中,传统的汽车吸能盒多为

薄壁方管,在承受碰撞载荷时,依靠管的塑性屈曲变形吸收冲击能量。这种单一结构的吸能性能往往是有限的,而且碰撞过程的初始峰值载荷过高,载荷表现出明显的波动性,对汽车关键部件和车内乘员的保护是不利的。通过前面的文献调研发现,负泊松比结构具有独特的变形模态和良好的吸能能力,在缓冲吸能领域具有不错的应用潜力。3D 负泊松比结构具有更好的工程适应能力,本节将文献[17]提出的 3D 复合负泊松比管结构作为填充物分别填充到薄壁圆管中,构建了一种填充圆管型吸能盒,与常见的填充方管型吸能盒作对比。3D CATS 结构的几何参数包括 2D 负泊松比单元的内凹角 $\theta=60^\circ$ 、倾斜角 $\phi=15^\circ$ 、内凹单元壁的长度 $l=12\text{ mm}$ 、厚度 $t_1=1\text{ mm}$ 、梁状单元的长度 $a=2\text{ mm}$ 、厚度 $t_2=1\text{ mm}$ 。薄壁管的几何参数包括中径 d 、内径 d_1 、外径 d_2 、壁厚 $t_3=1\text{ mm}$ 。3D 结构的设计参数包括旋转角度 $\varphi=30^\circ$ 、旋转半径 $r=10\text{ mm}$ 、周期性排列的数量 $N_r=1$ 、 $N_c=4$ 、 $N_a=3$,其中 $d=2r=d_2-t_3=d_1+t_3$ 。另外,两类填充型吸能盒的外形尺寸是由 3D CATS 结构的几何尺寸所决定的,分别是吸能盒的总高度 H 和薄壁方管截面的长度(外接圆管的外径) L ,在本文中 $H=158.74\text{ mm}$ 、 $L=128.32\text{ mm}$ 。在本节中 3D CATS 中内接圆管的壁厚为 $T_1(T_1=t_3)$ 、负泊松比单元的壁厚为 $T_2(t_1=t_2=T_2)$ 、外方管 and 圆管的壁厚为 T_3 。3D 负泊松比结构以及两类吸能盒的设计过程分别如图 1、2 所示。

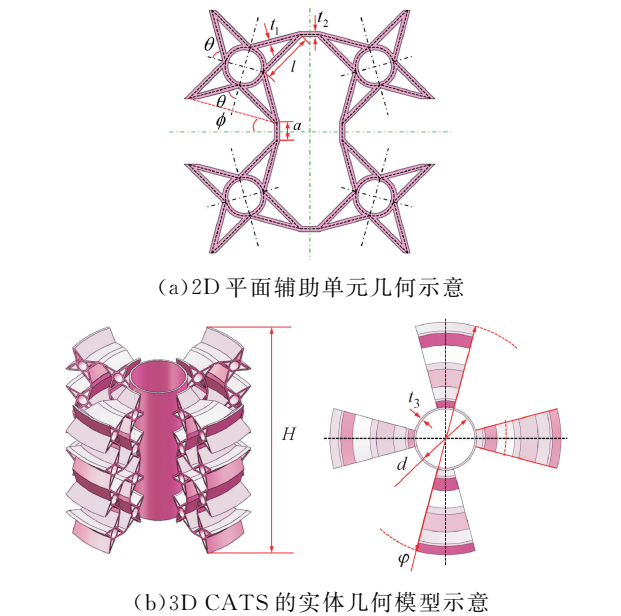


图 1 2D、3D 负泊松比结构的几何尺寸示意图^[17]
Fig. 1 Schematic diagram of geometric configuration of 2D and 3D negative Poisson's ratio structures^[17]

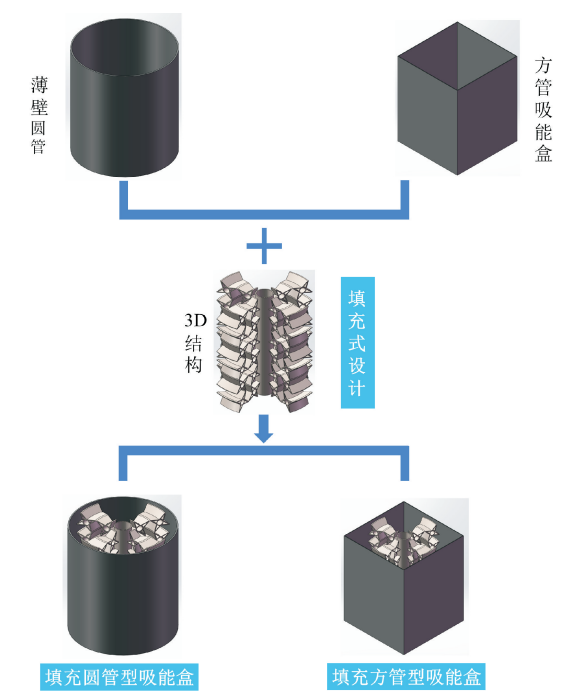
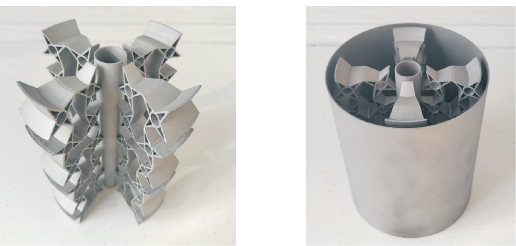


图 2 基于 3D CATS 的吸能盒设计及其模型示意图
Fig.2 Design of the energy-absorbing box and model diagram based on 3D CATS

2 结构的低速冲击性能研究

2.1 基于落锤实验系统的结构低速冲击实验研究

本节利用落锤实验系统,对结构的低速冲击特性进行了探究。本节中的实验样品均使用 3D 打印制造,样品的基体材料均选用 316L 不锈钢,材料的性能参数参考文献[17],具体参数如下:密度 $\rho=7\,750\text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E=114.76\text{ GPa}$,屈服强度 $\sigma_{ys}=386.9\text{ MPa}$,泊松比 $\nu=0.32$,硬化模量 $E_p=1\,454.2\text{ MPa}$ 。由于薄壁方管的壁厚较小,在打印过程中没有额外的支撑,导致薄壁方管样品的管壁出现了凹凸不平的现象。因此,本实验以 3D CATS 以及 3D CATS 填充圆管型吸能盒为对象,探究其在低速大能量冲击加载下的变形吸能效果,实验样品如图 3 所示。



(a)3D CATS 样品 (b)3D CATS 填充圆管型结构样品
图 3 3D CATS 及其填充圆管型吸能盒样品
Fig. 3 3D CATS and the filled circular tube energy-absorbing box sample

考虑到汽车碰撞法规中关于低速碰撞工况下的速度标准为 15 km/h ,本节实验中以 $V=15\text{ km/h}$,即 4.17 m/s 作为初始加载速度。本节实验使用大能量落锤实验系统(DHR-1808),系统配有不同重量的滑块,搭配圆柱形冲头,组成样件的加载配重,实验中的配重 $m=205\text{ kg}$ 。整个实验系统布置如图 4 所示。冲头与滑块之间安装有压电式力传感器,传感器最大量程为 600 kN ,用于测量冲击过程中产生的冲击力;传感器经电荷放大器与示波器相连,对冲击力进行采集。实验样品平放在实验系统的支撑台架上,台架固定在地基上,样件的轴向承受冲击加载。根据加载初速度要求,配重的下落初始高度约为 0.9 m 。实验开始前使用控制手柄将配重上移至指定高度处,调节好示波器的相关设置之后,通过手柄释放配重,配重自由下落对样件施加冲击作用。

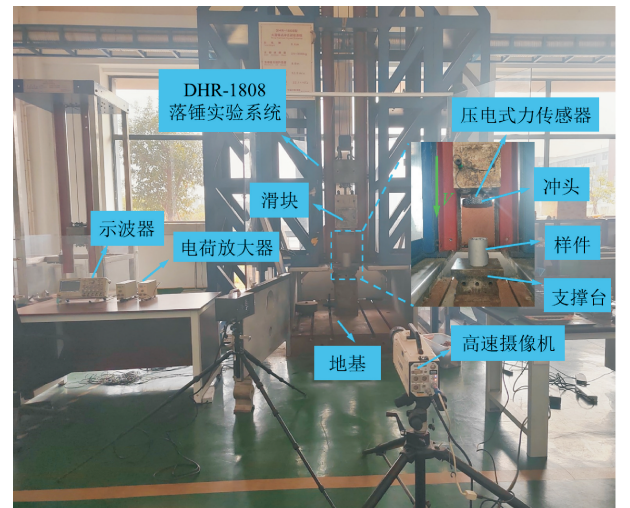


图 4 落锤实验现场布置图
Fig. 4 The layout diagram of the drop-weight experiment

2.2 结构的低速冲击有限元模型

有限元方法是分析结构响应的有效手段,本节建立了与实验相对应的有限元分析模型,方便与实验结果进行对比,验证仿真模型的准确性,用于后续的分析。结构的低速冲击有限元模型如图 5 所示。上、下板均设置为刚体,材料为结构钢,上板质量为 205 kg ,设置初速度为 4.17 m/s ,其 y 向自由度不被约束,其余自由度均被约束,下板的所有自由度被约束。为了更好地模拟结构之间的相互作用,将上、下板与 3D CATS 之间的接触设置为自动面面解除,外圆管/方管与上下板之间的接触为自动点面接触,结构自身设置了自动单面接触来模拟结构本身的自接触。需要指出的是,由于实验过程中的支撑台以

及冲头表面存在金属颗粒且不平整,而且实验样件的表面存在凹凸不平的小孔隙,因此在有限元模型中,将接触的静、动摩擦因数设置的稍大一些,分别为 0.3、0.2,尽量模拟实际的接触面情况。另外,由于加工制造的误差,实验样件的实际壁厚与表 1 中模型的壁厚存在差异,通过游标卡尺测量之后发现,3D CATS 结构的平均壁厚约为 1.1 mm,外圆管的壁厚分别为 1.2 mm,因此在有限元模型中,使用这两个值作为结构的实际壁厚,以保证模型中的参数设置与实验尽可能地一致。同时,模型中受冲结构基体材料与实验一致,均为 316L 不锈钢,材料模型为双线性硬化材料模型,其材料参数即为 2.1 节中给出的参数。由于冲击速度很低,再加上不锈钢材料对于应变率效应并不敏感,因此研究中没有考虑基体材料的应变率响应,仍然使用的是准静态拉伸下结构的材料参数。

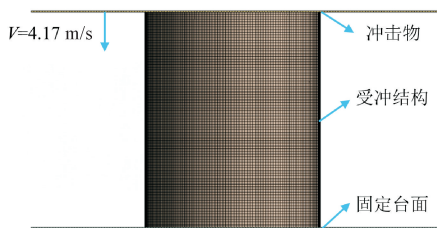


图 5 结构的低速冲击有限元模型

Fig. 5 The finite element model of the structure under the low-velocity impact loading

3 结果与讨论

3.1 落锤冲击实验结果分析及有限元模型验证

通过上述实验和仿真模型得到的两类结构的冲击响应的对比结果如图 6 所示。对于 3D CATS 来说,由于实验数据存在过多的杂波,因此对源数据进行了平滑处理。可以看出,3D CATS 结构在低速冲击下的响应具有两个明显的吸能阶段,且第二阶段的碰撞力高于第一阶段。从结构的最终变形模态来看,结构的胞壁之间会发生互相接触,促进接触力的提升,中间的薄壁管在耦合连接处仍会发生屈曲变形,如图 6(b)中蓝色虚线所示,这种变形模态与结构的准静态变形模态类似。对于 3D CATS 填充圆管型吸能盒来说,由于结构的填充,使得其碰撞载荷有了显著提升,吸能能力得到明显改善。由于外圆管的存在,在加载初期,吸能盒具有较高的初始峰值载荷,随后圆管发生屈曲,导致碰撞力快速下降。由于 3D CATS 结构的存在,使得碰撞力的变化较平

缓,这也充分说明了 3D CATS 的缓冲性能优势。从最终模态来看,结构的变形发生在固定端,如图 6(d)中蓝色椭圆虚线所示,从固定端的俯视图可以发现,外圆管与内填充物最终卡在一起,这说明二者之间存在相互作用。

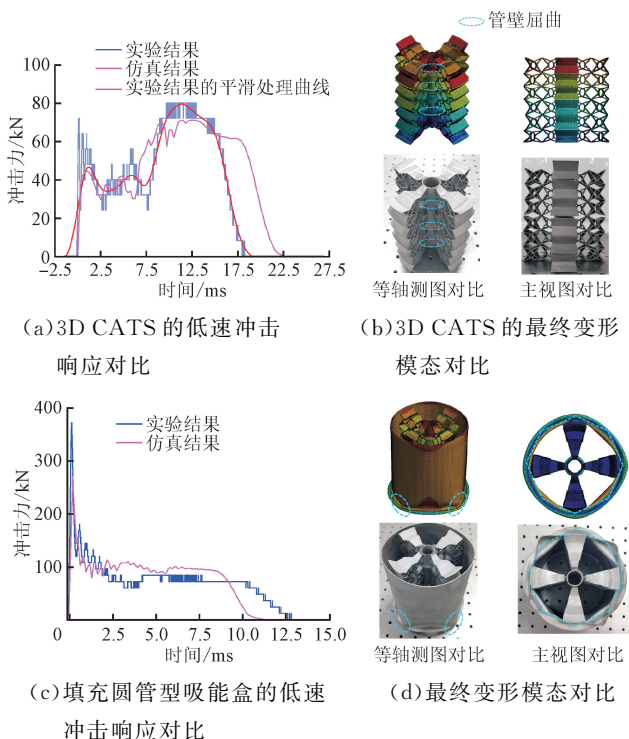


图 6 3D CATS 及其填充圆管型吸能盒的低速冲击实验与仿真结果对比

Fig. 6 The comparison of low-velocity impact experiment and simulation of the 3D CATS and filled circular tube energy-absorbing box

总的来说,对比两类结构的冲击响应,仿真结果与实验结果在总体趋势上基本一致,在碰撞力的具体数值上存在一定的差异,产生这种差异可能的原因有:实验样件的制作存在一定的误差,比如样件的表面存在颗粒凸起,会导致胞壁接触时产生的作用力与仿真出现差异;仿真中 3D CATS 结构是放置在管中心的,实验中由于是人为将结构填充到管中,可能导致 3D CATS 与管的中心位置发生偏离,使得碰撞初期二者就产生相互作用,导致碰撞载荷出现差异。实验样件的加工制造精度、实验操作以及实验条件等因素均可能导致实验与仿真结果的数据差异,但是二者的差异仍在可接受的范围之内,结合冲击后结构变形模态的对比,可以证明,结构的低速冲击有限元模型可以较好地模拟结构在低速冲击下的力响应和变形过程。

3.2 基于有限元模型的不同吸能盒的耐撞性对比分析

在碰撞吸能领域,吸能结构的吸能能力往往用耐撞性来描述。对于吸能盒来说,表征其耐撞性能的指标有很多,包括总吸能 E 、比吸能 E_a 、初始峰值载荷 F_p 、平均碰撞力 F_m 、碰撞位移 D 等,其中初始峰值载荷即表示结构承受碰撞载荷过程中载荷首先达到的载荷最大值,其余各个指标需要通过计算得到,即

$$E = \int_0^d F dy \tag{1}$$

$$E_a = \frac{\int_0^d F dy}{M} \tag{2}$$

$$F_m = \frac{E}{D} = \frac{\int_0^d F dy}{D} \tag{3}$$

式中: D 为结构的最终碰撞位移; F 为瞬时碰撞载荷; y 为瞬时碰撞位移; M 为吸能结构的质量。理想吸能结构的耐撞性指标应满足较低的初始峰值载荷、较高的总吸能和比吸能、较高的平均碰撞载荷。

2.1 节通过落锤实验初步分析了 3D CATS 及填充圆管型吸能盒的变形吸能响应,并证明了结构低速冲击有限元分析模型的准确性。为了使分析结果更加具有工程参考意义,本节使用有限元模型对比分析两种填充型吸能盒在加载质量 $m=500\text{ kg}$ 、加载速度 $V=4.17\text{ m/s}$ 条件下的冲击变形响应,此时该模型对应的系统初始冲击动能为 4.348 kJ ,与原始方管吸能盒进行对比,吸能盒在相同碰撞能量下的碰撞载荷 F -时间 t 响应曲线如图 7 所示。根据式(1)~(3)计算吸能盒的耐撞性指标,结果如表 1 所示。从对比结果来看,填充方管型吸能盒的初始峰值力最高,填充圆管型吸能盒的初始峰值力最低,并且填充圆管型吸能盒的平均碰撞力略高于填充方管型吸能盒,两类填充型吸能盒的平均碰撞力远高于原始方管吸能盒。

一方面,圆管相较于方管的屈服强度较低,而这两类填充型吸能盒的初始峰值载荷是由外管决定的,因此填充圆管型吸能盒的初始峰值更力小;另一方面,负泊松比结构的存在提高了吸能盒的抗压强度,而且其稳定的力学响应特性和变形模式使得结构的初始峰值载荷与平均碰撞载荷的差距较小。另外,原始吸能盒的碰撞时间和最大碰撞位移远大于

其他两种吸能盒,这说明原始吸能盒的平均碰撞力最小,需要更长的碰撞位移才能将碰撞能量吸收。对于这两种基于负泊松比结构的新型吸能盒来说,填充圆管型吸能盒的初始峰值载荷显著低于填充方管型吸能盒,并且其平均碰撞载荷也略高,这说明填充圆管型吸能盒具有更好地碰撞吸能效果,因此可以尝试将填充圆管型吸能盒作为常规吸能盒的替代设计,用于后续的研究。

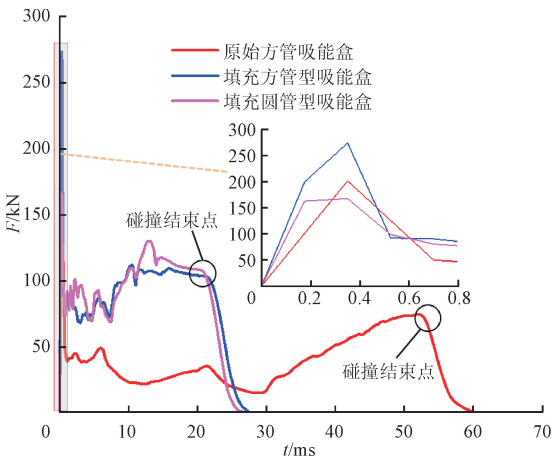


图 7 不同类型吸能盒的碰撞响应对比
Fig. 7 Comparison of collision response of different types of energy-absorbing boxes

表 1 不同类型吸能盒的耐撞性指标对比
Table 1 Comparison of crashworthiness indicators of different types of energy-absorbing boxes

结构类型	F_p/kN	F_m/kN	D/mm	E/kJ
原始方管吸能盒	200.84	40.04	122.37	4.348
填充方管型吸能盒	273.38	97.31	45.93	4.348
填充圆管型吸能盒	166.98	101.26	45.03	4.348

3.3 新型吸能盒的耐撞性优化

通过上述有限元分析,确定了填充圆管型吸能盒在 3 种吸能盒中的耐撞性能最优。碰撞质量和初始碰撞速度保持不变,吸能盒吸收的总能量是一定的,平均碰撞载荷越大,可以使吸能盒在单位碰撞位移下的能量吸收越大,从而减小总的碰撞位移,降低结构的变形入侵对车辆的影响。比吸能表征单位质量结构吸收能量的能力,是一个与轻量化和吸能能力均相关的参数,是评价吸能盒综合耐撞性能的重要指标。实际情况中,最小质量(最大比吸能)和最大平均碰撞载荷是不可能同时满足的。考虑到实际工程中,初始峰值力不宜过大,一般应低于某一安全阈值。对于填充圆管型吸能盒来说,各部件的壁厚

是影响结构吸能效果的关键几何参数,因此本节以壁厚 T_1 、 T_2 、 T_3 为优化变量,以最大比吸能、最大平均碰撞载荷为优化目标,并且将初始峰值载荷限定在一定阈值以下(以初始峰值力不超过 150 kN 为例)。该优化问题的数学描述如下

$$\begin{cases} \min(-E_a, -F_m) \\ \mathbf{x} = (T_1, T_2, T_3) \\ \text{s. t.} \begin{cases} 0.6 \leq T_1 \leq 1.0 \\ 0.5 \leq T_2 \leq 1.5 \\ 0.8 \leq T_3 \leq 2.0 \\ F_p \leq 150 \end{cases} \end{cases} \quad (4)$$

式中: T_i ($i = 1, 2, 3$) 为优化设计变量; $F_p \leq 150$ 为初始峰值载荷的约束条件。为了计算方便,将约束变量的变化间隔均设置为 0.1 mm。对于该优化问题来说,优化变量的初始值为 $T_1 = T_2 = T_3 = 1.0$ mm,通过仿真分析可以直接获得对应的目标函数的响应值 $F_p = 166.98$ kN, $F_m = 101.31$ kN, $E_a = 2.972$ kJ/kg。

对于这种优化目标没有明确表达式的优化问题,响应面法(RSM)^[24-25]作为一种常用的优化目标代理模型构建方法,可以使用较少的实验,设计获得精确度较高的数学关系,并且能够拟合复杂的函数关系。在构建响应面模型之前,首先使用最优拉丁超立方抽样抽取 40 组样本,该方法得到的样本具有良好的均匀性,样本点的分布表现出优异的空间填充性和均衡性,可以提高响应拟合的精确度^[26-27],使用有限元模型计算各样本点的响应值,如表 2 所示。

得到上述样本点和相应的响应值后,使用实验设计软件 Design-Expert 13 对样本点进行实验设计,采用软件中 Response surface 模块的 Box-Behnken 进行实验设计,根据样本点的数量,以及约束变量和优化目标的数量,建立三因素三响应的实验设计模型,将 40 组样本点及对应的目标响应值输入实验设计表中,随后对响应与因子的函数关系进行近似拟合。响应面方法提供多种拟合类型的选择,常见的有线性拟合、二阶多项式拟合、三阶多项式拟合等,对于绝大多数问题来说,二阶多项式拟合可以兼顾拟合精度和计算效率,基本可以准确地构建响应近似模型,因此采用二阶多项式拟合来构建二次响应代理模型,其数学表达式^[28]为

$$\bar{f}(t) = \alpha + \sum_{i=1}^N \beta_i t_i + \sum_{ij(i < j)} \beta_{ij} t_i t_j + \sum_{i=1}^N \beta_{ii} t_i^2 \quad (5)$$

表 2 样本点及其对应的响应仿真值

Table 2 Sample points and their corresponding response simulation values

序号	T_1 / mm	T_2 / mm	T_3 / mm	F_p / kN	F_m / kN	E_a / (kJ · kg ⁻¹)
1	1.0	0.8	0.9	147.49	76.89	3.518
2	0.6	1.2	1.1	180.44	108.46	2.619
3	0.9	1.2	1.5	298.69	148.87	2.312
4	0.9	0.5	1.1	184.70	70.27	4.102
5	0.8	1.4	1.6	316.49	153.12	2.069
6	0.6	0.8	1.1	176.32	82.32	3.334
7	0.6	0.7	1.8	364.74	151.75	2.784
8	0.7	0.6	1.6	312.90	136.19	3.146
9	0.6	0.8	1.6	310.74	135.07	2.802
10	0.8	1.5	1.0	165.76	126.80	2.294
11	0.8	0.9	0.8	131.60	74.78	3.474
12	1.0	1.1	2.0	435.22	198.94	2.144
13	0.6	1.1	1.5	286.43	141.13	2.479
14	1.0	0.7	1.7	351.20	156.04	2.849
15	0.8	1.4	1.8	378.87	158.20	1.992
16	0.9	0.9	1.0	162.45	87.65	3.206
17	0.7	1.5	1.2	214.42	134.62	2.205
18	0.8	1.0	1.1	185.01	100.39	2.926
19	0.8	1.3	0.8	136.80	101.82	2.705
20	0.8	0.7	1.4	263.33	113.74	3.186
21	0.8	1.2	2.0	429.56	186.52	2.069
22	1.0	0.5	1.8	377.38	157.93	3.113
23	0.6	0.5	1.7	336.31	134.88	3.301
24	0.7	1.0	1.7	343.39	150.15	2.457
25	0.7	0.7	1.2	206.35	88.85	3.451
26	0.7	1.1	1.9	398.64	156.83	2.223
27	1.0	1.5	1.0	173.24	129.30	2.291
28	0.9	1.0	1.9	404.53	165.10	2.310
29	0.6	1.4	1.4	263.04	145.69	2.204
30	0.9	0.9	1.5	295.09	140.37	2.719
31	1.0	0.6	1.2	216.10	96.14	3.605
32	0.7	0.9	1.4	261.47	122.09	2.807
33	0.6	1.0	1.3	231.39	110.77	2.750
34	0.9	1.3	1.2	219.75	128.37	2.386
35	1.0	0.5	0.9	152.75	63.56	4.487
36	1.0	1.2	1.4	275.64	148.01	2.363
37	0.7	1.2	0.9	145.70	96.83	2.773
38	0.6	1.3	1.9	397.59	157.65	2.026
39	0.9	0.6	1.5	292.92	128.69	3.228
40	0.9	1.3	1.8	381.62	158.63	2.052

式中: $\bar{f}(t)$ 为响应的拟合函数; α 、 β_i 、 β_{ij} 、 β_{ii} 为拟合函数中的常数项和多项式系数,通过最小二乘法回归分析确定; N 为设计变量的个数; t_i 、 t_j 表示设计变量。在 Design-Expert 13 软件中,当拟合模型的 $p <$

0.000 1 时,说明该模型具有显著性,可以较好地拟合响应。对上述各样本点对应的各响应采用二阶多项式拟合之后,得到如下响应的拟合方程

$$\begin{aligned} F_p = & -108.951\,18 + 115.425\,7T_1 + \\ & 38.218\,11T_2 + 159.842\,38T_3 - \\ & 14.319\,67T_1T_2 - 10.660\,92T_1T_3 - \\ & 8.561\,08T_2T_3 - 33.635\,8T_1^2 - \\ & 4.254\,51T_2^2 + 41.099\,77T_3^2 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} E_a = & 8.622\,92 - 0.474\,393T_1 - \\ & 4.916\,1T_2 - 2.746\,43T_3 + \\ & 0.038\,477T_1T_2 + 0.016\,786T_1T_3 + \\ & 1.022\,36T_2T_3 + 0.199\,768T_1^2 + \\ & 0.953\,931T_2^2 + 0.300\,651T_3^2 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} F_m = & -86.762\,26 - 119.312\,94T_1 + \\ & 155.350\,24T_2 + 132.865\,17T_3 - \\ & 5.630\,22T_1T_2 + 19.326\,28T_1T_3 - \\ & 67.486\,19T_2T_3 + 82.643T_1^2 - \\ & 8.747\,99T_2^2 + 0.521\,407T_3^2 \end{aligned} \quad (8)$$

上述模型的拟合精度通常借助多重决定系数 R^2

以及调整决定系数 R^2_{adj} , R^2 、 R^2_{adj} 越接近于 1(满足大于 0.9 即可)^[29-30], 近似模型的拟合精度越高。各响应的近似模型拟合精度评价指标如表 3 所示,可知 3 个响应的近似模型中两个系数几乎接近于 1,说明近似模型的拟合精度完全足够。为了验证近似模型的拟合精度,使用最优拉丁超立方抽样方法额外抽取了 5 组新的样本点,使用有限元模型计算了样本点对应的各响应的仿真值,与上述近似模型得到的响应的预测值进行对比,结果如表 4 所示。从表 4 可以发现,各响应的仿真值和预测值的最大误差的绝对值为 3.8%,在误差允许的范围内,说明基于表 3 中的 40 组样本点所建立的各响应的近似代理模型基本准确,可以把近似代理模型作为目标响应的函数表达式用于后续的优化。

表 3 近似模型拟合精度评价指标

Table 3 Accuracy evaluation index of the approximate model		
目标函数	R^2	R^2_{adj}
F_p	0.998 3	0.997 8
F_m	0.976 1	0.968 9
E_a	0.997 6	0.996 9

表 4 响应代理模型的拟合精度验证结果

Table 4 The fitting accuracy verification results of the response surrogate model

序号	T_1 / mm	T_2 / mm	T_3 / mm	F_p			F_m			E_a		
				仿真值/	预测值/	误差/	仿真值/	预测值/	误差/	仿真值/	预测值/	误差/
				kN	kN	%	kN	kN	%	(kJ·kg ⁻¹)	(kJ·kg ⁻¹)	%
1	0.7	0.5	1.3	230.18	230.39	0.09	90.25	91.06	0.9	3.801	3.800	-0.03
2	0.7	0.8	2.0	442.16	430.66	-2.6	166.95	172.64	3.4	2.473	2.457	-0.6
3	0.9	0.6	0.8	128.20	123.75	-3.5	46.47	47.96	3.2	4.348	4.270	-1.8
4	0.6	1.4	1.6	309.59	312.89	1.1	150.83	148.32	-1.7	2.084	2.111	1.3
5	1.0	1.1	1.0	168.39	174.84	3.8	107.01	109.15	2.0	2.773	2.833	2.2

对于结构多目标优化问题来说,选择合适的优化算法是比较重要的。NSGA-II 算法^[31]是在 NSGA 算法的基础上提出的,具有更快的运算速度和更好的鲁棒性。使用 NSGA-II 算法对前文提出的优化问题进行优化求解,优化流程如图 8 所示,NSGA-II 算法的相关参数如表 5 所示。

表 5 NSGA-II 算法的相关参数

Table 5 Related parameters of NSGA-II algorithm

参数	数值
初始种群大小	100
交叉概率	0.9
变异概率	0.2
迭代次数	100

经过上述迭代优化之后,最终得到了满足约束条件下多目标的若干组解组成的 Pareto 最优解集,

如图 9 所示。从解的变化趋势来看, $-F_m$ 随 $-E_a$ 的变化关系是负相关的,这说明 $-F_m$ 和 $-E_a$ 两个指标是不可能同时达到最小,在进行最优解决策的时候需要根据实际情况对两个目标值进行考虑。对于吸能盒来说,轻量化与耐撞性能的综合评价是更重要的,轻量化指标与比吸能 E_a 直接相关,而耐撞性指标中,初始峰值力 F_p 对于车身以及车内乘员的冲击防护是关键,以比吸能和初始峰值力作为决策时考虑的两个主要因素,因此本节在选择综合最优解时考虑比吸能最大,同时初始峰值力应小于限定的阈值。另外,平均碰撞力 F_m 的大小直接决定了吸能盒的碰撞压缩位移的大小,所以 F_m 不宜过小。综合考虑比吸能、平均碰撞力,并使用折中决策方法,选择图 9 中蓝色标记的解作为优化目标的综合最优解,既能保证比吸能得到提升,同时可以使初始

峰值力低于峰值力的阈值,该解对应的优化变量值为 $T_1 = 1.0\text{ mm}$ 、 $T_2 = 0.9\text{ mm}$ 、 $T_3 = 0.8\text{ mm}$ 。在此基础上,使用有限元模型对优化结果对应的结构进行仿真分析,并与初始模型进行比较,结果如表 6 所示。

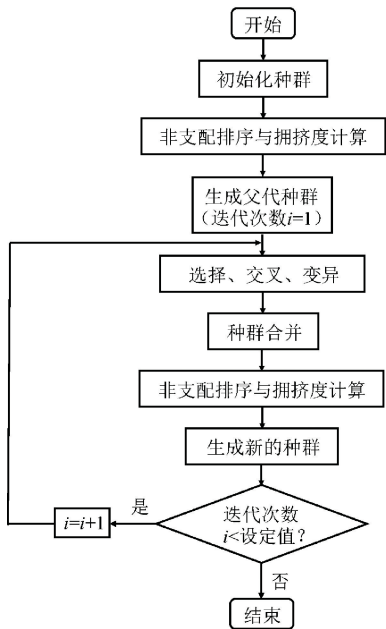


图 8 NSGA-II 算法流程图

Fig. 8 The flow chart of NSGA-II algorithm

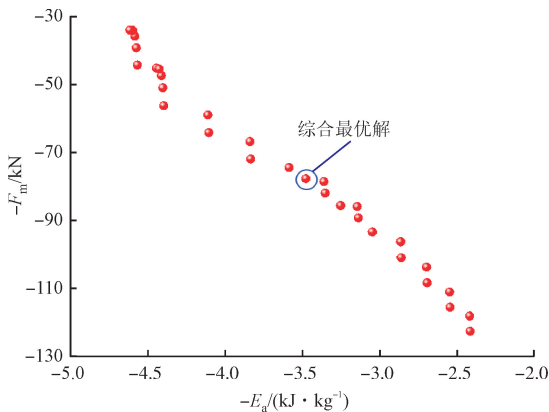


图 9 多目标优化后的 Pareto 最优解集

Fig. 9 Pareto optimal solution set after the multi-objective optimization

表 6 优化后模型与初始模型的指标对比

Table 6 Comparison of indicators between the optimized model and the initial model

指标	F_m/kN	$E_a/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	F_p/kN
初始模型	101.31	2.972	166.98
优化后模型预测结果	77.73	3.476	130.39
优化后模型仿真结果	79.44	3.410	136.07
相对误差/%	-2.2	1.9	-4.4
变化量/%	-21.6	14.7	-18.5

从表 6 可知,基于响应面法构建的代理模型对最优解的预测结果和对应仿真结果的相对误差均在可接受的范围内,再次证明近似代理模型的精度已达标。另外,根据优化后的仿真结果与初始模型的结果对比情况,优化后模型的初始峰值应力相较于初始模型降低了 18.5%,比吸能提高了 14.7%,这两个指标对于吸能盒的冲击防护性能和轻量化性能具有重要意义。尽管优化后的模型的平均碰撞载荷也降低了 21.6%,但是本次优化的结果侧重于提高结构的轻量化性能,以比吸能为主进行优化结果决策。因此,相对于初始模型来说,平均碰撞载荷降低以达到比吸能提高的目的是可以接受的,这一点可以通过碰撞位移的增大来进行弥补。综合来看,相较于初始模型,通过 NSGA-II 算法进行多目标优化之后得到的吸能盒的综合耐撞性能以及轻量化性能有显著提升,尤其是优化后结构的初始峰值载荷下降的幅度明显,这对于降低碰撞载荷对车身零部件以及车内乘员的损害是非常有利的。在实际工程应用中,根据不同的应用需求和约束条件,对结构的关键参数进行优化设计,是提高结构综合力学性能和耐撞性的有效措施。

4 结 论

本文提出了基于 3D 复合负泊松比结构的新型吸能盒的结构设计,并对其耐撞性进行了优化。通过落锤实验,探究了填充圆管型吸能盒在低速冲击加载下的变形响应,结合有限元仿真,对比分析了原始方管吸能盒、填充方管型以及填充圆管型吸能盒的冲击响应,发现填充圆管型吸能盒具有更低的初始峰值载荷和更高的平均碰撞载荷,耐撞性更优。在此基础上,基于 NSGA-II 算法,结合 RSM 建立的近似代理模型,对填充圆管型吸能盒的耐撞性进行了优化设计,结果表明,优化后的吸能盒初始峰值应力降低了 18.5%,比吸能提升了 14.7%,综合耐撞性得到改善。本文探索了负泊松比结构在汽车碰撞安全领域的工程初步应用,具有重要的工程实践意义和参考价值,论证了基于增强型内凹负泊松比结构构件的新型吸能盒在改善汽车耐撞性方面具有一定的优势和潜力。

参考文献:

[1] LAKES R. Response; negative Poisson's ratio materials [J]. Science, 1987, 238(4826): 551.
[2] LAKES R S. Design considerations for materials with

- negative Poisson's ratios [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1993, 115(4): 696-700.
- [3] SCARPA F, TOMLIN P J. On the transverse shear modulus of negative Poisson's ratio honeycomb structures [J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2000, 23(8): 717-720.
- [4] LAKES R S, ELMS K. Indentability of conventional and negative Poisson's ratio foams [J]. *Journal of Composite Materials*, 1993, 27(12): 1193-1202.
- [5] GREAVES G N, GREER A L, LAKES R S, et al. Poisson's ratio and modern materials [J]. *Nature Materials*, 2011, 10(11): 823-837.
- [6] SANAMI M, RAVIRALA N, ALDERSON K, et al. Auxetic materials for sports applications [J]. *Procedia Engineering*, 2014, 72: 453-458.
- [7] XIANG Jinwu, DU Jianxun. Energy absorption characteristics of bio-inspired honeycomb structure under axial impact loading [J]. *Materials Science and Engineering*, 2017, 696: 283-289.
- [8] YU Xianglong, ZHOU Ji, LIANG Haiyi, et al. Mechanical metamaterials associated with stiffness, rigidity and compressibility: a brief review [J]. *Progress in Materials Science*, 2018, 94: 114-173.
- [9] 马芳武, 王强, 梁鸿宇, 等. 梯度负泊松比结构填充吸能盒多工况优化设计 [J]. *汽车工程*, 2021, 43(5): 754-761.
- MA Fangwu, WANG Qiang, LIANG Hongyu, et al. Multi-objective optimization of crash box filled with gradient negative Poisson's ratio structure under multiple conditions [J]. *Automotive Engineering*, 2021, 43(5): 754-761.
- [10] 张新春, 刘颖, 李娜. 具有负泊松比效应蜂窝材料的面内冲击动力学性能 [J]. *爆炸与冲击*, 2012, 32(5): 475-482.
- ZHANG Xinchun, LIU Ying, LI Na. In-plane dynamic crushing of honeycombs with negative Poisson's ratio effects [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2012, 32(5): 475-482.
- [11] 张一帆. 两种负泊松比蜂窝结构的数值分析及实验研究 [D]. 广州: 暨南大学, 2015.
- [12] 郭亚鑫, 袁梦琦, 钱新明, 等. 内凹型蜂窝结构在冲击载荷作用下的力学行为及响应特性研究 [J]. *中国安全生产科学技术*, 2019, 15(12): 5-10.
- GUO Yaxin, YUAN Mengqi, QIAN Xinming, et al. Study on mechanical behavior and response characteristics of inner concave honeycomb structure under impact load [J]. *Journal of Safety Science and Technology*, 2019, 15(12): 5-10.
- [13] JIANG Feng, YANG Shu, QI Chang. Quasi-static crushing response of a novel 3D re-entrant circular auxetic metamaterial [J]. *Composite Structures*, 2022, 300: 116066.
- [14] TENG Xingchi, REN Xin, ZHANG Yi, et al. A simple 3D re-entrant auxetic metamaterial with enhanced energy absorption [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2022, 229: 107524.
- [15] ZHANG Xiangyu, WANG Xinyuan, REN Xin, et al. A novel type of tubular structure with auxeticity both in radial direction and wall thickness [J]. *Thin-Walled Structures*, 2021, 163: 107758.
- [16] ZHANG Xiangyu, REN Xin, WANG Xinyuan, et al. A novel combined auxetic tubular structure with enhanced tunable stiffness [J]. *Composites: Part B Engineering*, 2021, 226: 109303.
- [17] LU Huan, WANG Xiaopeng, CHEN Tianning. The quasi-static responses and variable mechanical properties of a novel 3D composite auxetic tubular structure connected by the thin-walled tube [J]. *Composite Structures*, 2023, 324: 117573.
- [18] 王源隆. 负泊松比结构汽车悬架缓冲块的力学性能研究与优化设计 [D]. 南京: 南京理工大学, 2016.
- [19] 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 Materialiae Compositae Sinica*, 2015, 32(2): 534-541.
- [20] 杨星, 于野, 张伟, 等. 基于三维多胞结构的汽车吸能盒优化设计 [J]. *大连理工大学学报*, 2017, 57(4): 331-336.
- YANG Xing, YU Ye, ZHANG Wei, et al. Optimization design of automobile crash box based on 3D cellular structure [J]. *Journal of Dalian University of Technology*, 2017, 57(4): 331-336.
- [21] ZHANG Wei, MA Zhengdong, HU Ping. Mechanical properties of a cellular vehicle body structure with negative Poisson's ratio and enhanced strength [J]. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 2014, 33(4): 342-349.
- [22] 王陶. 负泊松比结构力学特性研究及其在商用车耐撞性优化设计中的应用 [D]. 南京: 南京理工大学, 2017.
- [23] 邹松春. 负泊松比结构车身零件耐撞性优化设计 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
- [24] 谭海伦. 负泊松比多层级结构研究及其在新能源汽车中的应用 [D]. 长沙: 湖南大学, 2020.

- [25] XIE Chong, WANG Dengfeng, ZONG Ling, et al. Multi-objective crashworthiness optimization of energy-absorbing box with gradient lattice structure [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2023, 121: 304-320.
- [26] 张俊红, 郭迁, 王健, 等. 塑料机油冷却器盖加强筋参数的多目标优化 [J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2016, 50(7): 1360-1366.
ZHANG Junhong, GUO Qian, WANG Jian, et al. Multi-objective optimization of ribs design parameters for plastic oil cooler cover [J]. *Journal of Zhejiang University(Engineering Science)*, 2016, 50(7): 1360-1366.
- [27] 季宁, 张卫星, 于洋洋, 等. 基于最优拉丁超立方抽样方法和 NSGA-II 算法的注射成型多目标优化 [J]. *工程塑料应用*, 2020, 48(3): 72-77.
JI Ning, ZHANG Weixing, YU Yangyang, et al. Multi-objective optimization of injection molding based on optimal Latin hypercube sampling method and NSGA-II algorithm [J]. *Engineering Plastics Application*, 2020, 48(3): 72-77.
- [28] SONG Ziyu, LIANG Hongyu, DING Haitao, et al. Structure design and mechanical properties of a novel anti-collision system with negative Poisson's ratio core [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2023, 239: 107864.
- [29] TAN Hailun, HE Zhicheng, LI E, et al. Crashworthiness design and multi-objective optimization of a novel auxetic hierarchical honeycomb crash box [J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2021, 64(4): 2009-2024.
- [30] NIAN Yuze, WAN Shui, ZHOU Peng, et al. Energy absorption characteristics of functionally graded polymer-based lattice structures filled aluminum tubes under transverse impact loading [J]. *Materials & Design*, 2021, 209: 110011.
- [31] DEB K, PRATAP A, AGARWAL S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II [J]. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 2002, 6(2): 182-197.

(编辑 赵炜)