DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.105

电力机车底架前端结构耐撞性拓扑优化研究

谷　鹏[1]，齐红瑞[2]，朱　涛[1]，肖守讷[1]，张敬科[1]，王小瑞[1]
（1.西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室，四川 成都 610031；
2.中车大同电力机车有限公司 技术中心，山西 大同 037038）

摘　要：为提高电力机车碰撞安全性，文章以某型电力机车车体为研究对象，对底架前端部位开展耐撞性动态拓扑优化研究。首先，建立电力机车有限元模型，通过基于混合元胞自动机法的动态拓扑优化分析得到底架能量流动的主要路径；然后，结合电力机车车体结构特点，对底架前端结构进行优化设计与铝蜂窝吸能材料填充；最后，将优化前后的有限元模型进行碰撞仿真计算对比。研究结果表明：优化后的车体碰撞峰值加速度为 402.56 m/s^2，较优化前的车体碰撞峰值加速度 663.04 m/s^2 降低了 39.29%，优化后碰撞峰值界面力比优化前降低 35.71%，验证了机车耐撞性结构拓扑优化设计的合理性与有效性，提升了该型机车的耐撞性能。

关键词：电力机车；机车耐撞性；动态拓扑优化；混合元胞自动机法；铝蜂窝

中图分类号：U264；U260.32　　**文献标识码：**A　　**文章编号：**1000-128X（2024）01-0031-08

0　引言

在设计现代高速列车时，都充分考虑了列车的被动安全防护措施。被动安全防护一方面将耐撞性设计与车体结构有机结合；另一方面，也注重在发生碰撞时司乘人员的生命安全[1-3]。然而，相较于高速列车，目前关于传统电力机车端部吸能结构的研究相对较少，尤其是考虑到电力机车的大质量和发生碰撞时的高初始动能，使得碰撞条件更为恶劣。传统电力机车由于没有防爬吸能装置，在碰撞事故发生时，只能依赖车钩和车体结构来吸收碰撞动能，这对于保障机车和乘员的安全带来更大的挑战[4]。因此，电力机车的被动安全性改进显得十分重要。

20世纪90年代，英国铁路（BR）对机车车体结构耐撞性开展了深入研究，并进行了多项包括司机室正面碰撞、追尾碰撞以及车间吸能结构碰撞在内的碰撞试验，对总吸能量和压溃行程提出了要求[5]；美国联邦铁路管理局(FRA)对传统机车进行了被动安全设计研究以及标准制定工作，并以实车为对象开展了试验研究，以提高传统机车耐撞性[6]。在对机车进行被动安全设计时，往往会涉及到结构的优化设计，而在传统的结构优化设计流程中，设计者需要考虑零部件的供应和经验，并综合判断最优的设计方案，这会增加工作量且不能保证全局最优解。为适应现代工程需要，20世纪60年代发展出工程结构优化设计，可得到结构在设计域中的力最佳传递路径，给出结构的最优材料布局。在国外，2005 年，Forsberg 等[7]利用响应面和 Kriging 算法实现了吸能管结构的耐撞性优化；2013 年，MRZYGŁÓD M 等[8]通过 ANSYS 和拓扑优化设计算法，根据 EN 12663 轨道列车标准对机车车辆结构构建了3种不同的边界条件，实现了机车车辆结构的拓扑优化设计，提高了乘客生存空间的安全性；2015 年，Kuczek 等[9]基于 Opti Struct 的 SIMP 法根据 EN 12663 轨道列车标准进行了满足规定载荷下的车辆结构轻量化设计，结果表明这种方法能有效获得机车车辆的拓扑结

基金项目：国家自然科学基金资助项目(52172409)；四川省杰出青年基金资助项目(2022JDJQ0025)
通信作者：朱　涛（1984—），男，博士，副研究员，主要研究方向为机车车辆设计与理论研究；E-mail: zhutao034@swjtu.edu.cn
引用格式：谷鹏, 齐红瑞, 朱涛, 等. 电力机车底架前端结构耐撞性拓扑优化研究[J]. 机车电传动, 2024(1): 31-38.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.105.
Citation：GU Peng, QI Hongrui, ZHU Tao, et al. Topology optimization study of electric locomotive underframe front-end structure crashworthiness[J]. Electric drive for locomotives, 2024(1): 31-38.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.1.105.

构并易于生产制造。2017 年，Aderiani 等[10]基于欧洲标准 EN 12663 研究了 ER24PC 机车车体在各种静载荷作用下的结构优化。国内方面，2013 年，邵微等[11]采用 PAM-CRASH 和 OptiStruct 对机车车辆端部防撞结构进行了轻量化的优化设计，结果表明新装置能显著降低最大撞击力并减小质量，从而提高了机车车辆的被动安全性；2018 年，刘丰嘉[12]以 EN 15527 标准为参考，对仿真场景工况进行设计，并对机车车体结构进行了拓扑优化；2020 年，谢素超等[13]对司机室非承载区底架进行拓扑优化设计，显著增强司机室的碰撞吸能能力；2023 年，Yang C X 等[14]利用拓扑优化方法对轨道车辆坍塌区进行设计，并针对不同工况分配权重因子进行了多目标优化。

综上所述，目前国内外相关研究多集中于轨道车辆本身的结构拓扑优化，对于提升车体碰撞吸能量影响较小，针对优化后结构与吸能部件相结合的研究较少，本文以某型电力机车为研究对象，拟开展拓扑优化研究，结合实际情况对结构进行重新设计和改进，并加入铝蜂窝复合材料作为碰撞吸能材料。最后，通过对比拓扑优化设计前后的机车碰撞响应，验证了拓扑优化正向设计的有效性。

1 底架前端结构拓扑优化

1.1 原机车有限元模型与碰撞场景设计

某型电力机车主体分为司机室、底架、侧墙和车顶 4 个部分，主要为碳钢板梁结构，如图 1 所示。为建立车体结构的有限元模型，车身采用 4 节点壳单元进行模拟，具体的材料参数在表 1 中列出。其中，使用双线性弹塑性数学模型材料模拟司机室、底架、车顶、侧墙和端墙。使用刚性材料模型模拟轨道和轮对，转向架一系/二系、横向减振器等悬挂系统采用 6 自由度非线性弹簧阻尼单元和#MAT119 号材料模拟。其中司乘人员质量和主要设备质量使用 MASS 单元进行模拟，并用 RBE3 单元连接到相关位置处。轮轨接触区域添加 contact automatic surface to surface 接触，模拟轮轨接触行为。主动列车和静止列车均未制动，其摩擦因数设置为正常运行状态下的轮轨摩擦因数。整个有限元模型包括了轨道、刚性墙等，共计 940 537 个节点和 979 057 个单元。

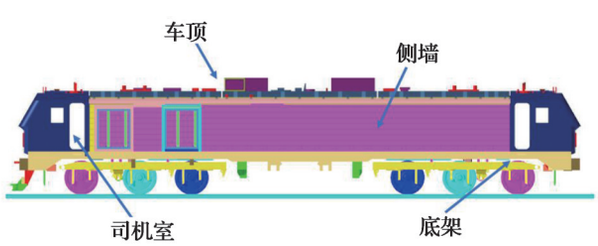


图 1 有限元模型

Fig. 1 Finite element model

表 1 材料参数

Table 1 Material parameter

材料型号	密度/(kg·m^{-3})	弹性模量/GPa	屈服强度/MPa	强度极限/MPa
S275J2	7 850	209	275	360
S355J2	7 850	210	355	490

下列式(1)为头车吸能公式，由 LU G[15]提出，用于计算头车与另一列相同速度的列车正面相撞时所吸收的能量 E_d。这个计算公式也可以用来计算以速度 v 运行的头车与另一列相同速度的采取制动措施的列车相撞时，头车所吸收的能量。

$$E_d = \frac{R_1}{2f_d} k_1 \tag{1}$$

$$k_1 = \frac{1}{2} M_1 v^2 \tag{2}$$

式中：R_1 为动能吸收率，推荐值为 0.9；f_d 为动力系数，推荐值为 1.20；k_1 为头车初始动能；M_1 为头车的质量；v 为头车的碰撞速度。

基于上述能量吸收公式，将碰撞质量定义为机车的整备质量，即 147.5 t。当一列以 36 km/h 的速度行驶的列车与相同速度的列车正面相撞时，代入式(1)可计算机车吸收的能量为 2 765.6 kJ。接下来，可根据式(2)计算得到机车撞击刚性墙工况(如图 2)中产生相同碰撞能量的等效速度为 22.04 km/h。

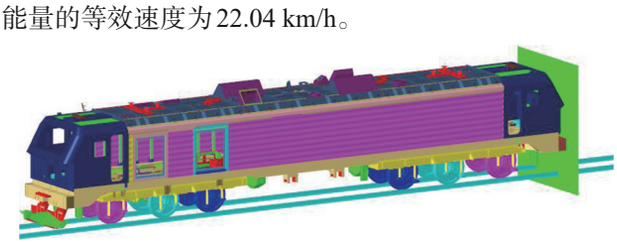


图 2 碰撞场景有限元模型

Fig. 2 Finite element model of collision scene

1.2 建立动态拓扑优化设计域

对于动态拓扑优化相对成熟的方法是混合元胞自动机法（Hybrid Cellular Automata，HCA），可以在商业软件 LS-TASC 中直接使用[16]。

在 HCA 方法中，在涉及碰撞动态问题时，通常希望结构具有最佳吸能性能且质量最小。因此，拓扑优化的目的是使材料利用效率最大化，在优化材料分布的同时保证整个结构的应变能密度相等，使结构的平均应变能力达到设计要求。这一目标可用数学模型表示，如式(3)所示。

$$\left.\begin{aligned} &\min \sum_{i=0}^{N} \left| \overline{U}_i(x_i) - U_i^* \right| \\ &\boldsymbol{M}\ddot{d}(t) + \boldsymbol{C}\dot{d}(t) + \boldsymbol{K}d(t) = F(t) - R(d,t) \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

式中：U_i 为设计目标，此处为碰撞拓扑优化过程应变内能密度；N 为计算模型中单元总个数；$\boldsymbol{M}$ 为质量矩阵；$\boldsymbol{C}$ 为阻尼矩阵；$\boldsymbol{K}$ 为刚度矩阵；R 为残余能量。

在拓扑优化设计中，约束条件一般是结构的质量或体积。HCA 算法在进行每次迭代计算时使用质量作为约束条件，质量收敛准则如下：

$$\Delta M_k = \sum_{i=1}^{n} \left| x_{i_{(k)}} + x_{i_{(k-1)}} \right| \tag{4}$$

$$\frac{\Delta M_k + \Delta M_{(k+1)}}{2} < \varepsilon \tag{5}$$

式中：ΔM_k 为第 k 次迭代的质量变化；$x_{i_{(k)}}$ 为第 k 次迭代的比例误差；$\Delta M_{(k+1)}$ 为第 $k+1$ 次迭代的质量变化；ε 为质量收敛误差因子。

当质量变化满足式(4)和式(5)时，模型收敛。

通过前期仿真计算发现，司机室与客室连接处底架在碰撞过程中产生折叠变形，如图 3 所示，这是由于司机室整体及牵引梁处加强筋等结构较多，刚度较大，因此不易变形。故塑性变形部位发生在牵引梁后端刚度相对薄弱部位。

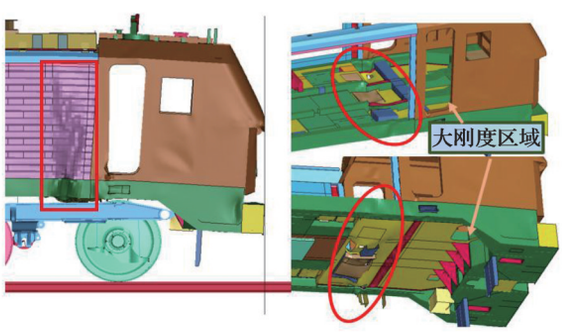


图 3　车体底架变形示意图

Fig. 3　Schematic diagram of underframe deformation

在机车发生碰撞时，司机室底架前端由于其结构突出，必然会先于司机室与被撞物体产生碰撞。因此底架前端需要发挥变形吸能的作用，而在传统设计中底架一般刚度较大，导致吸收碰撞动能能力不足。在对该型机车底架前端结构进行分析发现，内部存在较大区域的空腔，可以进一步进行耐撞性设计。为此，选取机车底架前端为研究对象，将其作为拓扑优化中的设计域，拓扑优化设计域模型如图 4 所示，网格尺寸为 20 mm，设计域为图 4 所示绿色六面体单元部分，机车其余部位采用壳单元模拟。为消除拓扑优化结果中不对称因素且提高计算效率，用原模型的一半进行计算，并对模型对称轴边界处施加约束。工况采用刚性墙以 22.04 km/h 的速度碰撞底架设计域部分，拓扑优化模型如图 5 所示。

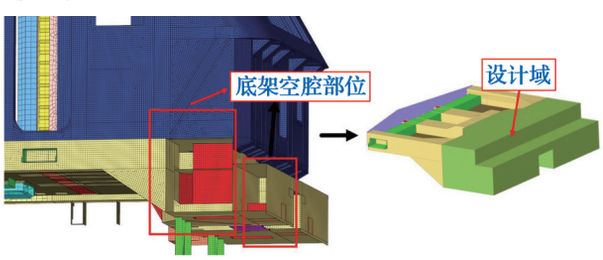


图 4　司机室底架前端结构设计

Fig. 4　Design of front-end structure of cab underframe

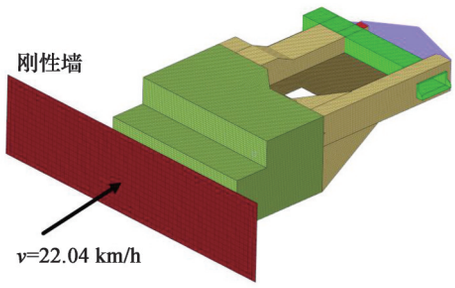


图 5　动态拓扑优化模型

Fig. 5　Dynamic topology optimization model

1.3　拓扑优化结果及分析

对底架前端的承载式吸能结构进行拓扑优化设计，将 k 文件导入优化软件，目标质量分数设置为 0.3，定义最大迭代次数为 100，并设定默认的收敛阈值 ε = 0.002，约束条件为在吸能量尽可能大的同时碰撞界面力尽可能小。碰撞工况采用显式计算求解，质量分数收敛曲线如图 6 所示。模型每次迭代计算都将对材料进行保留或删除，在经过 25 次迭代，模型趋于稳定状态。底架前端碰撞拓扑优化迭代过程如图 7 所示。图 7 中红色到蓝色的颜色变化代表 HCA 算法对于设计域中单元的保留程度，红色单元的单元密度为 1，将被保留；蓝色单元的单元密度为 0，将会被删除。最终的拓扑优化结果如图 8 所示。

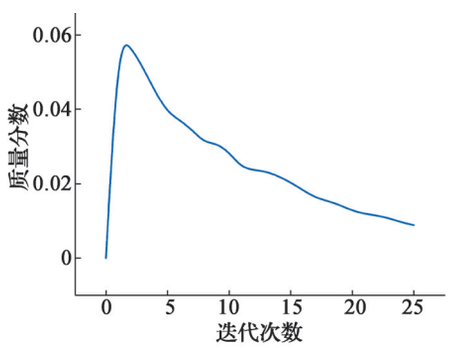
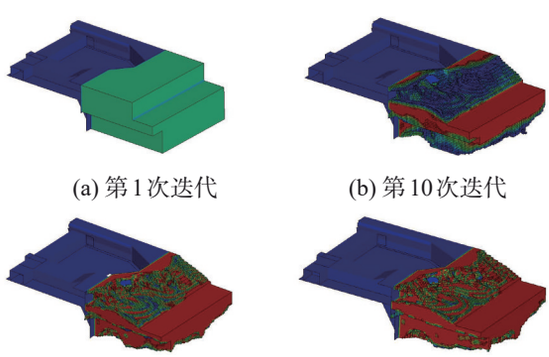


图 6　质量分数收敛曲线

Fig. 6　Convergence curve of mass fraction



(a) 第 1 次迭代　(b) 第 10 次迭代

(c) 第 20 次迭代　(d) 最终迭代

图 7　拓扑优化迭代过程

Fig. 7　Iterative process of topology optimization

针对结构的拓扑优化设计，优化结果一般更多起到的是参考作用，这是因为结构在实际生产制造过程

中会面临加工、工艺等问题，需要结合实际情况进行优化。从图 8 可以看到优化后的底架前端模型有 4 条能量流经主要路径被保留，这是底架前端部位在遭受撞击时能量流经的最主要的路径。后续将根据车体实际结构，参考优化结果进行设计。

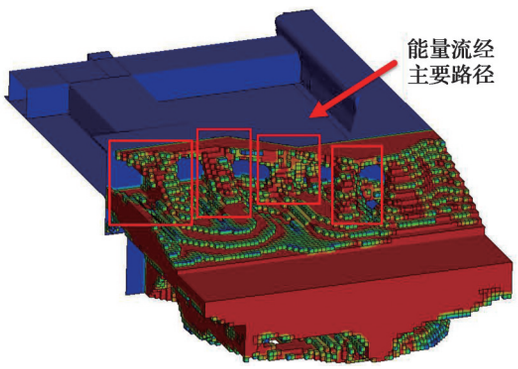


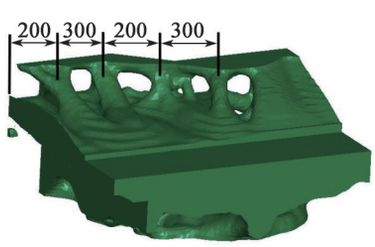
图 8　底架能量传递路径图

Fig. 8　Schematic diagram of energy transfer path in underframe

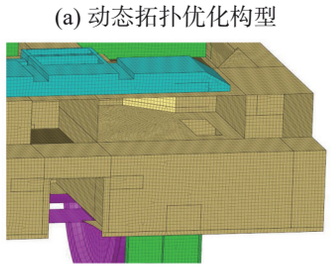
2　机车底架耐撞性优化设计

2.1　底架结构改进

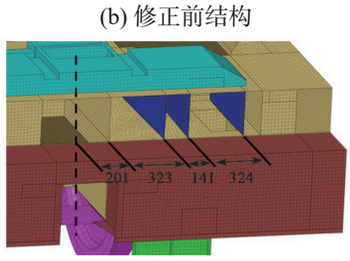
机车底架动态优化设计如图 9 所示。从图 9 (a)可以看到有 4 条主要的能量流经路径在底架结构中的大致布局情况，在对底架前端拓扑优化结果进行修正时，根据拓扑优化的布局特点额外设置 3 根加强筋，修正后的结构如图 9 (c) 所示。



(a) 动态拓扑优化构型



(b) 修正前结构

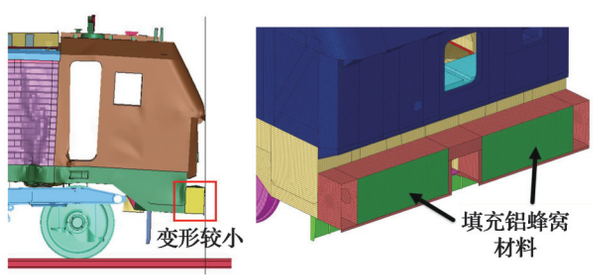


(c) 修正后结构

图 9　动态拓扑优化设计

Fig. 9　Dynamic topology optimization design

底架前端优化设计如图 10 所示。碰撞过程中，如图 10 (a) 所示机车底架前端最先发生接触变形，但由于其结构强度较大，无法吸收碰撞产生的巨大动能，导致司机室后方的侧墙和底架部分产生折叠变形，司机室发生失稳倾斜现象，威胁到司乘人员的生命安全。因此，在耐撞性正向设计中需要将底架前端结构适当弱化。由于原机车底架板件厚度最小为 6 mm，考虑到制造、加工工艺等因素影响，且需承载一定重量，故将该处结构板厚由 10 mm 修正至 6 mm，使其在发生碰撞时更易产生塑性变形吸收部分动能。针对如何提升车体吸能量的问题，目前，金属泡沫材料和薄壁管结构是广泛采用的吸能缓冲器核心构件，然而，这两种结构都有其局限性，金属泡沫材料吸能期间稳态压溃力持续时间短，而薄壁管的载荷上升速度过快，且结构轴向受压易失稳。相比之下，蜂窝结构具有很多良好的特性，因为它具有高比强度和出色的吸能性能[17]。因此，选择在模型中的底架空腔部位填充铝蜂窝材料来进一步增加其吸能量，如图 10 (b) 所示。



(a) 改进前底架变形图　　(b) 改进后底架前端结构示意图

图 10　底架前端优化设计

Fig. 10　Optimization design at underframe's front end

2.2　铝蜂窝等效建模方法

在 LS-DYNA 商业软件中，采用*MAT_HONEYCOMB 本构模型，其包含了两个阶段，分别为未压实阶段和压实阶段。在未压实阶段，应力和应变在六向解耦，每个实体单元可被视为 6 个独立的（三压三剪）一维单元。有关计算如下：

$$\varepsilon_v = 1 - V \tag{6}$$

$$V = \frac{v_e}{v_{ei}} \tag{7}$$

$$\varepsilon_f = 1 - V_f \tag{8}$$

式中：v_e 为当前单元体积；v_{ei} 为初始单元体积；V 为当前体单元相对体积；V_f 为全压实体单元相对体积；ε_v 为体积应变；ε_f 为全压实单元体积应变。

未压实阶段中的应力是体积应变 ε_v 的函数，有关计算如下：

$$\sigma = E_d \varepsilon_v \tag{9}$$

$$E_d = E_{un} + \beta\left(E - E_{un}\right) \tag{10}$$

$$G_d = G_{un} + \beta\left(G - G_{un}\right) \tag{11}$$

其中，

$$\beta=\max\left[\min\left(\frac{1-V}{1-V_{\mathrm{f}}},1\right),0\right] \tag{12}$$

$$G=\frac{E}{2(1-\mu)} \tag{13}$$

式中：σ为单元应力；E为材料弹性模量；G为材料剪切模量；μ为泊松比；E_{d}为当前单元各向弹性模量；E_{un}为未压实单元各向弹性模量；G_{d}为当前单元各向剪切模量；G_{un}为未压实单元各向剪切模量。

在完全压实阶段，蜂窝是一种完全弹塑性材料，其应力公式如下：

$$s_{n+1}=s_n+2G\Delta\varepsilon_{\mathrm{dev}_{n+0.5}} \tag{14}$$

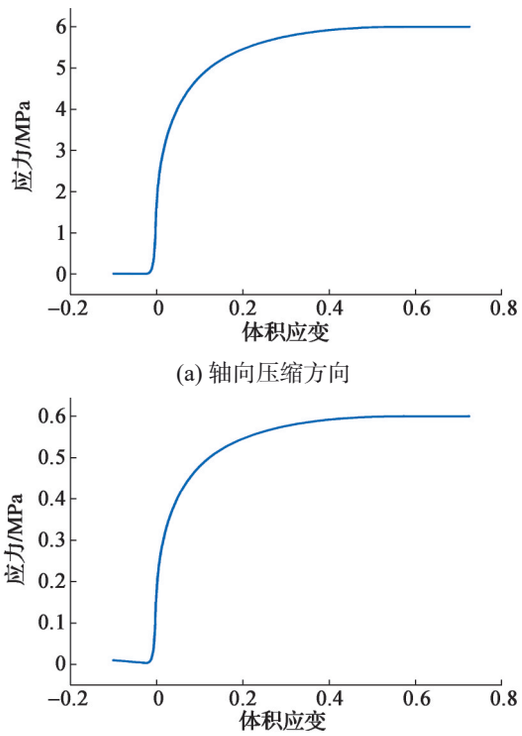
式中：s为完全压实阶段的单元应力；$\Delta\varepsilon_{\mathrm{dev}}$为偏应变增量；$n$为时间增量。

对铝蜂窝材料使用六面体单元进行离散可以满足计算精度要求[18]，铝蜂窝材料的各向应力与体积应变的曲线关系图如图 11 所示，材料参数如表 2 所示。

3　底架前端结构耐撞性分析与评估

3.1　原型机车底架前端碰撞仿真结果分析

图 12 展示了机车底架前端在碰撞过程中的变形情况。从图 12 可以看到，机车的底架边梁、司机室以及侧墙都会因为碰撞产生较大的塑性变形。在碰撞开始的 0~0.04 s 内，碰撞能量主要被底架前端吸收。当机车碰撞进一步发生时（0.04~0.12 s），由于底架前端的刚度较大，导致底架中部及边梁产生折叠变形，侧墙发生轻微变形。最终，当机车速度降至为 0 km/h 时，碰撞结束。



(a) 轴向压缩方向

(b) 其余方向

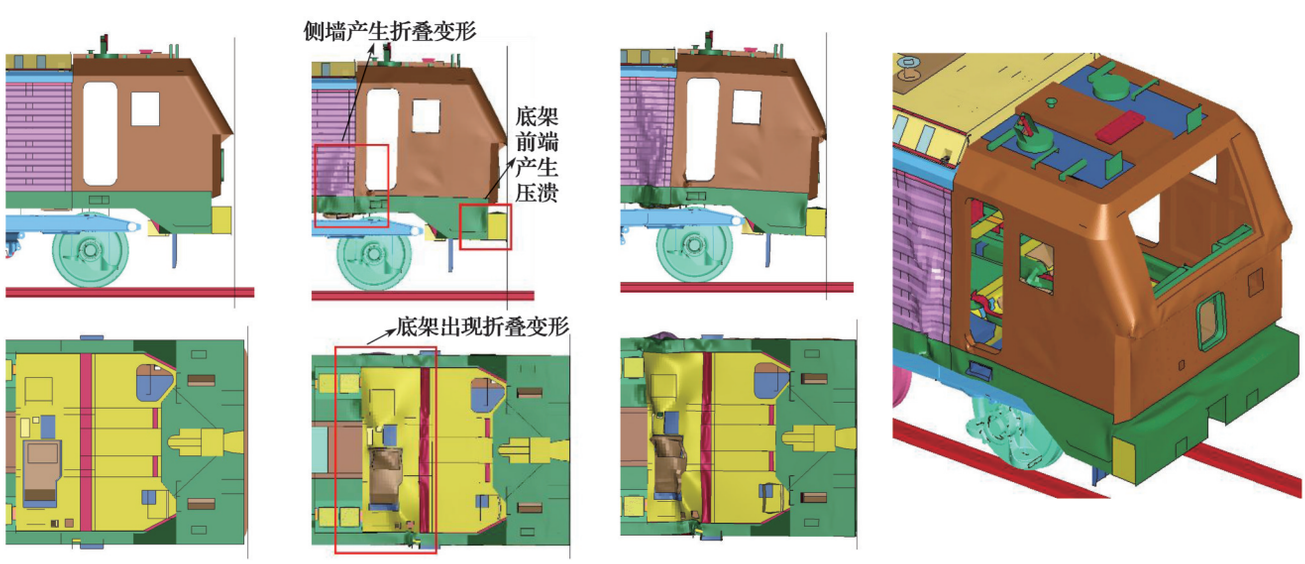
图 11　铝蜂窝各向应力−应变曲线图

Fig. 11　Aluminum honeycomb stress-strain curve in all directions

表 2　铝蜂窝有限元材料参数

Table 2　Aluminum honeycomb finite element material parameters

材料参数	ρ/(t·mm^{-3})	E/MPa	σ_{s}/MPa	μ	VF	EAAU/MPa	EBBU/MPa	ECCU/MPa	GABU/MPa	GBCU/MPa	GCAU/MPa
参数值	3.60E−11	69 000	220	0.3	0.25	417	8 440	9 800	15.1	17.2	48.3



(a) t=0 s结构变化图　(b) t=0.04 s结构变化图　(c) t=0.08 s结构变化图　(d)碰撞结束后车体变化图

图 12　碰撞各时刻变形图

Fig. 12　Schematic diagram of time-varying collision deformation

图 13 为机车碰撞能量–时间曲线。从图 13 可以看出，总能量保持守恒，为 2 778.76 kJ；在整个碰撞过程中，沙漏能的最大值为 31.17 kJ，占总能量的 1.12 %，小于 5.00 %的限制标准，满足标准要求。碰撞能量吸收情况如图 14 所示。从图 14 可以看出，当碰撞结束后，司机室吸收的能量相对较少，为 524.98 kJ，只占总能量的 18.89%；而底架前端结构吸能量为 2 108.95 kJ，占总能量的 75.90%，说明底架为主要吸能部件。

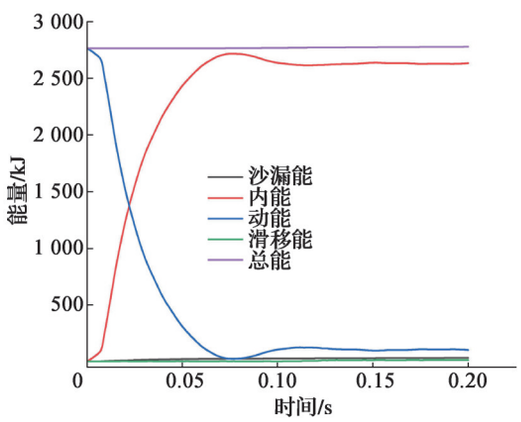


图 13　能量变化曲线图

Fig. 13　Energy change curve

由碰撞变形图可以看出，当司机室防撞角柱及底架前端产生压溃后，机车剩余动能仍未完全耗散，且由于后端机械室整体结构强度较大，不易变形，导致前端的司机室与侧墙连接部位及底架处产生折叠变形，致使司机室发生失稳倾斜现象，威胁到司乘人员的生命安全。为此，将首先发生压溃的底架前端进行合理的能量吸收设计，是提高机车被动安全性的重要手段。

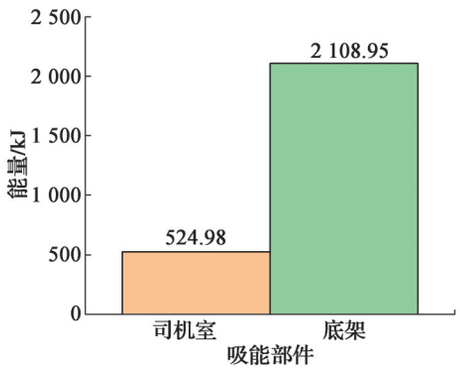


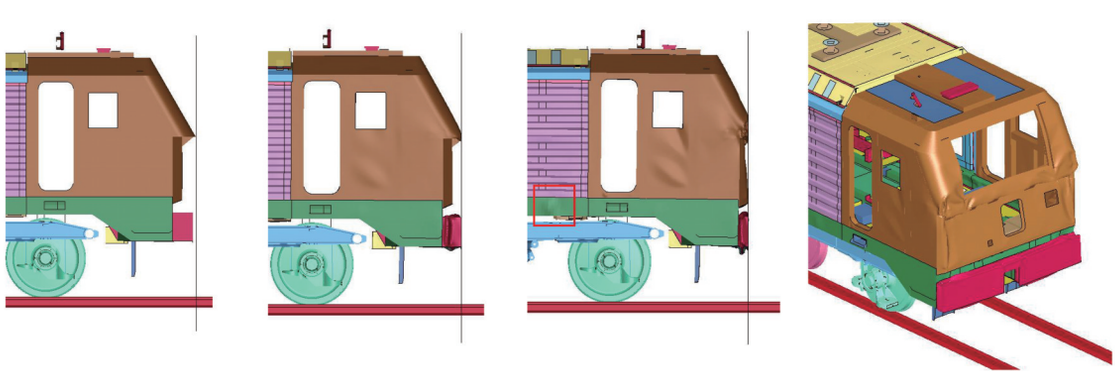
图 14　部件吸能量柱状图

Fig. 14　Energy absorption bar diagram of components

3.2　拓扑优化构型后机车底架碰撞仿真结果分析

图 15 为头车车体经过优化后在 22.04 km/h 速度下碰撞出现的变形。司机室底架前端部分被完全压溃，但司机室侧墙及后端的边梁只产生较小的变形。表明优化使得碰撞后司机室的倾斜程度降低，从而提高了机车在碰撞过程中的安全性。

EN 15227 是目前应用较为广泛的列车耐撞性评估标准之一，该标准要求车体纵向最大平均加速度小于 50 m/s^2（ 5g），允许最大瞬时加速度高于平均加速度，但考虑到人体生理结构及存在二次碰撞风险，过大的瞬时加速度必定会威胁司乘人员的生命安全。因此，从司乘人员安全性角度出发，引入车辆最大瞬时加速度评价指标。图 16 为铝蜂窝材料在碰撞过程中平稳渐进的吸能特性及吸能量。图 17 为碰撞过程中瞬时加速度–时间关系曲线，优化后的车体碰撞峰值加速度为 402.56 m/s^2，较优化前的车体碰撞峰值加速度 663.04 m/s^{2}降低了 39.29%；图 18 为优化后的车体结构在碰撞过程中的碰撞力–时间关系曲线。



(a) t=0 s结构变化图　(b) t=0.04 s结构变化图　(c) t=0.08 s结构变化图　(d)碰撞结束后车体变化图

图 15　拓扑优化构型后机车碰撞各时刻变化图

Fig. 15　Schematic diagram of time-varying collision deformation after topology optimization in configuration

由图 16~图 18 可知，由于在碰撞初始阶段底架前端结构更易产生变形且填充了铝蜂窝材料参与吸能，铝蜂窝材料整体吸能量约为 180 kJ，在铝蜂窝压缩吸能期间（0~0.04 s）碰撞峰值界面力曲线较优化前 0~0.10 s之间碰撞峰值界面力显著降低，约降低35.71%，通过降低碰撞界面峰值力来降低瞬时加速度，从而保证车内司乘人员的生命安全；在铝蜂窝部件持续压缩期间，碰撞界面的稳态力较小，为10 MN左右；由于铝蜂窝体积有限，当底架前端填充的铝蜂窝材料被完全压实，呈现刚化趋势，此时机车动能又未完全耗散，

机车继续产生碰撞，使碰撞界面力上升。在碰撞结束后，车体底架变形较优化前大为改善，车体底架未出现明显倾斜折叠变形，表明耐撞性设计的有效性。

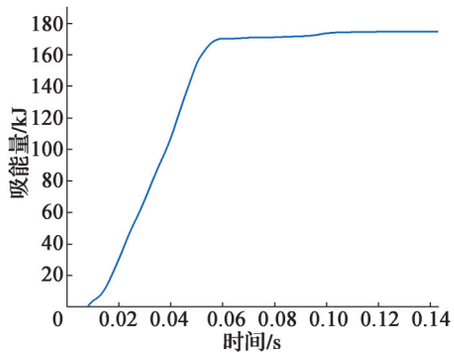


图 16　铝蜂窝吸能量

Fig. 16　Energy absorption of aluminum honeycomb

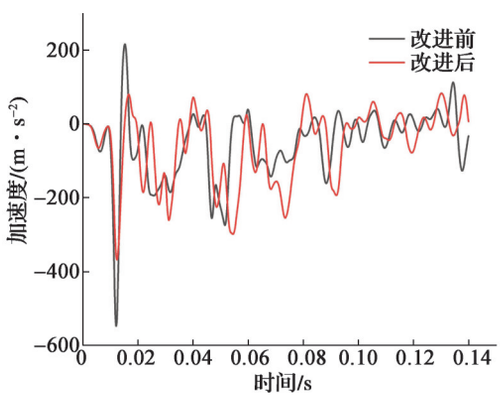


图 17　瞬时加速度对比

Fig. 17　Instantaneous acceleration comparison

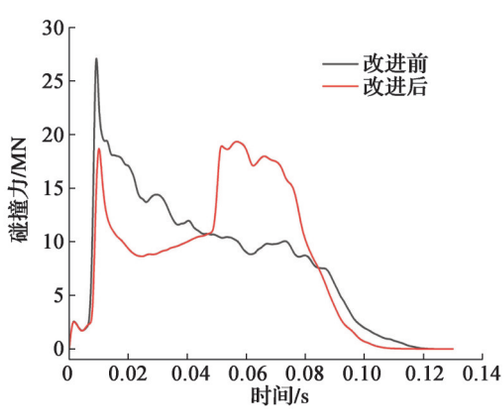


图 18　碰撞界面力对比

Fig. 18　Collision interface force comparison

4　结论

根据本文的研究，得出以下几点结论：

①对机车进行碰撞仿真研究，研究结果表明在机车发生碰撞时，底架部件吸能占总吸能量的 75.90%，底架部件为主要吸能部件，但在传统设计中此部位的刚度较大，吸能能力不足。

②对底架前端设计域进行动态拓扑优化，得到底架结构在碰撞时的 4 条主要传力路径，根据拓扑优化的布局特点设置 3 根加强筋；适当弱化首先接触的底架部位，减小板厚，使其在发生碰撞时更易产生塑性变形吸收部分动能，同时在其空腔部位填充铝蜂窝材料进一步增加其吸能量。

③ 优化后的碰撞过程车体峰值加速度为 402.56 m/s^2，较优化前的车体峰值加速度 663.04 m/s^2 降低了 39.29%；优化后碰撞峰值界面力比优化前降低 35.71%，表明耐撞性优化设计的有效性。

参考文献：

[1] 侯帅昌, 霍鑫龙, 张相宁, 等. 碰撞脱轨事故下高速列车横向限位装置动力学特性及结构强度研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2021, 18(3): 588-595.
HOU Shuaichang, HUO Xinlong, ZHANG Xiangning, et al. Study on dynamic characteristics and structural strength of lateral limiting device for high-speed train under collision derailment accident[J]. Journal of railway science and engineering, 2021, 18(3): 588-595.

[2] 刘宏也, 闵阳春, 陆军. 机车司机室防碰撞标准分析[J]. 电力机车与城轨车辆, 2020, 43(6): 88-91.
LIU Hongye, MIN Yangchun, LU Jun. Analysis of anti-collision standards for locomotive cab[J]. Electric locomotives & mass transit vehicles, 2020, 43(6): 88-91.

[3] 朱涛, 张敬科, 吴启凡, 等. 车钩缓冲装置对轨道列车碰撞安全性的影响综述[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(1): 233-249.
ZHU Tao, ZHANG Jingke, WU Qifan, et al. Review on influence of coupler and draft gear on safety of railway train collision[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2021, 21(1): 233-249.

[4] 杨毅, 朱涛, 张江田, 等. 剪切螺栓设计及在电力机车结构耐撞性上的运用[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2022, 53(5): 1877-1888.
YANG Yi, ZHU Tao, ZHANG Jiangtian, et al. Shear bolt design and its application in crashworthiness of electric locomotive structure[J]. Journal of central south university (science and technology), 2022, 53(5): 1877-1888.

[5] Rail Safety and Standards Board Limited. Structural requirements for railway vehicles: GMRT2100[S]. London: RSSB, 2000.

[6] Federal Railroad Administration. Passenger equipment safety standards: 49 CFR Part 238[S]. Washington: Federal Railroad Administration, 2013.

[7] FORSBERG J, NILSSON L. On polynomial response surfaces and Kriging for use in structural optimization of crashworthiness[J]. Structural and multidisciplinary optimization, 2005, 29: 232-243.

[8] MRZYGŁÓD M, KUCZEK T. Uniform crashworthiness optimization of car body for high-speed trains[J]. Structural and multidisciplinary optimization, 2014, 49: 327-336.

[9] KUCZEK T, SZACHNIEWICZ B. Topology optimisation of railcar composite structure[J]. International journal of heavy vehicle systems, 2015, 22(4): 375-385.

[10] ADERIANI A R, SHARIATPANAHI M, PARVIZI A. Simultaneous topology and size optimization of locomotive structure using multinary genetic algorithms[J]. Journal of mechanical science and technology, 2017, 31: 1283-1291.

[11] 邵微, 牛超, 陈秉智 . 高速列车车体端部防撞装置拓扑优化设计[J]. 计算机辅助工程, 2013, 22(5): 14-18.
SHAO Wei, NIU Chao, CHEN Bingzhi. Topology optimization design for anti-collision devices of high speed train body end[J]. Computer aided engineering, 2013, 22(5): 14-18.

[12] 刘丰嘉 . 机车车辆耐撞性仿真与端部结构拓扑优化设计[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
LIU Fengjia. Crashworthiness simulation of a railway vehicle and topology optimization design of its end structure [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018.

[13] 谢素超, 杜炫锦, 马闻 . 铁道车辆底架前端承载式吸能结构设计及优化[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2022, 53(5): 1760-1769.
XIE Suchao, DU Xuanjin, MA Wen. Design and optimization of bearing type energy absorbing structure at the front end of railway vehicle underframe[J]. Journal of central south university (science and technology), 2022, 53(5): 1760-1769.

[14] YANG Chengxing, LI Qingming. Structural optimisation for the collapse zone of a railway vehicle[J]. International journal of mechanical sciences, 2020, 165: 105201.

[15] LU G. Energy absorption requirement for crashworthy vehicles[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part F: journal of rail and rapid transit, 2002, 216(1): 31-39.

[16] 吴凯佳, 苏小平, 鲁宜文 . 汽车前防撞系统的结构设计与优化[J]. 机械设计与制造, 2020(8): 255-258.
WU Kaijia, SU Xiaoping, LU Yiwen. Design of vehicle front collision avoidance system based on hybrid cellular automaton method[J]. Machinery design & manufacture, 2020 (8): 255-258.

[17] 刘军良, 姚腾达 . 焊接铝蜂窝板在城轨车辆地板上的应用[J]. 电力机车与城轨车辆, 2023, 46(2): 78-82.
LIU Junliang, YAO Tengda. Application of welded aluminum honeycomb plate on urban rail vehicle floor[J]. Electric locomotives & mass transit vehicles, 2023, 46(2): 78-82.

[18] 廖婷婷 . 钎焊铝蜂窝夹层板等效模型研究及应用[D]. 成都: 西南交通大学, 2021.
LIAO Tingting. Research of equivalent model of brazed aluminum honeycomb sandwich panel and application[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2021.

Topology optimization study of electric locomotive underframe front-end structure crashworthiness

GU Peng[1], QI Hongrui[2], ZHU Tao[1], XIAO Shoune[1], ZHANG Jinke[1], WANG Xiaorui[1]

(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. Technology Center, CRRC Datong Co., Ltd., Datong, Shanxi 037038, China)

Abstract: In order to improve crashworthiness of electric locomotives, this paper presents a dynamic topology optimization study aimed at improving the crashworthiness at the underframe's front end of a certain model of electric locomotives. Firstly, a finite element model of the electric locomotives was established, and the main path of energy flow in the underframe was identified by dynamic topology optimization analysis based on hybrid cellular automata. Then, according to the structural characteristics of the electric locomotive body, the front-end structure of the underframe was optimized in design and the inclusion of aluminum honeycomb energy absorbing materials. Finally, the finite element models before and after optimization were compared through the collision simulation calculation. The results reveal a significant reduction in peak acceleration, with the optimized car body at 402.56 m/s^2, which is 39.29% lower than value before optimization of 663.04 m /s^2. Additionally, the peak interface force upon collision is reduced by 35.71% after optimization. These findings demonstrate the rationality and effectiveness of topology optimization design in improving the crashworthiness of this specific locomotive model's structures.

Keywords: electric locomotive; crashworthiness of locomotive; dynamic topology optimization; hybrid cellular automata; aluminum honeycomb

收稿日期：2023-08-14；修回日期：2023-10-26