DOI: 10.3901/JME.2020.20.134

机车车辆端部结构拓扑-参数一体化优化方法*

刘丰嘉¹ 唐兆¹ 张建军^{1,2}

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;
2. 伯恩茅斯大学英国国家计算机动画中心 伯恩茅斯 BH12 5BB 英国)

摘要: 拓扑优化方法广泛用于获取结构的优化构型, 而参数优化方法用于具体结构参数的取优, 为了整合这两种方法的优势并提供一体化优化方案, 以机车车辆端部结构被动安全性为研究对象, 提出一套可以同时考虑静态和动态载荷作用, 适用于大尺寸结构的拓扑-参数优化方法。该方法的拓扑优化部分采用缩放能量权重的混合元胞自动机方法对端部结构进行综合耐撞性和刚度评估的拓扑优化设计, 有效解决拓扑优化多工况中由于能量差异而导致的结果偏差; 参数优化部分结合网格变形技术和自适应模拟退火优化算法对结构进行给定接触力约束条件下的参数优化。具体算例结果表明, 利用该方法优化后机车车辆在正面碰撞中的关键接触力峰值下降 26.2%~46.3%, 变形模式更趋于合理; 在侧翻碰撞中乘客生存区间的上下部安全距离分别增加 24.8% 和 12.8%。

关键词: 耐撞性; 机车车辆; 拓扑优化; 混合元胞自动机方法; 参数优化

中图分类号: U271

Holistic Topology-parameter Optimization Method for the Rail Vehicle End Structure

LIU Fengjia¹ TANG Zhao¹ ZHANG Jianjun^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;
2. National Centre for Computer Animation, Bournemouth University, Bournemouth BH12 5BB, UK)

Abstract: The topology optimization method is widely used to obtain the optimized geometry shape of a structure; the parameter optimization method is generally used to determine the optimal value of a parameter. In order to integrate the advantages of two methods, a holistic topology-parameter optimization method for the end structure of vehicles is proposed, which can consider both static and dynamic loads and is meanwhile suitable for large-scale structures. The scaled energy weighting based Hybrid Cellular Automata(HCA) method is used to perform the topology optimization for comprehensive crashworthiness and stiffness assessments of end structure, which can effectively solve the result deviation caused by the energy difference in multi-working conditions; the grid deformation technology and the adaptive simulated annealing optimization algorithm are combined to optimize the parameters of the structure under the given contact force constraints. With the application of this method to the optimization of end structure of a vehicle, the critical peak contact force drops by 26.2%-46.3% in the frontal collision, meanwhile the deformation is more reasonable; the upper and lower safety distance of the passenger living space increases by 24.8% and 12.8% in the rollover collision, respectively.

Key words: crashworthiness; rail vehicle; topology optimization; hybrid cellular automata method; parameter optimization

0 前言

机车车辆被动安全性作为其整体安全性的重要组成部分, 得到了各国研究人员的重视。端部结构作为车体被动安全中的主要承载部件, 对于整车被

动安全性的评估起到了重要的作用。构建一套适用于机车车辆端部结构的一体化优化设计方法, 对提高机车车辆的被动安全性和保护乘客的生命财产安全具有重要的意义。

为了高效地获得机车车辆结构的设计模型以满足其工程需求, 有必要在车辆结构的优化设计阶段引入拓扑优化理论, 代替工程经验来进行结构的设计和改造。然而, 目前多数拓扑优化方法主要用于

* 国家自然科学基金(51405402, 51475394)和国家重点研发计划(2019YFB1405401)资助项目。20191010 收到初稿, 20200422 收到修改稿

静态载荷作用的小变形工况, 由于结构在碰撞过程中存在塑性屈曲变形等非线性成分, 其对动态载荷作用的碰撞问题的拓扑优化求解并不适用。对于结构碰撞问题的拓扑优化求解方法主要有混合元胞自动机法(Hybrid cellular automata method, HCA)、渐进式结构优化法(Evolutionary structural Optimization method, ESO)、等效静态载荷法(Equivalent static loads method, ESL)和惯性释放法(Inertia relief method, IRM)等^[1-2]。但等效静态载荷法和惯性释放法并不能直接对动态碰撞问题进行拓扑优化, 需要先将非线性响应转化为静态载荷, 实际上还是采用线性优化方程进行求解, 且难以保证等效转化的精度。目前较为成熟的可直接用于结构碰撞问题的动态拓扑优化方法是混合元胞自动机方法。国内外学者常常将 HCA 方法单独用于动态或静态载荷作用的优化工况中, 例如甘宁^[3]采用 HCA 方法对机车车辆的底架结构进行了碰撞工况的拓扑优化, TOVAR 等^[4-5]将 HCA 方法运用到静态载荷作用下的结构最大化刚度设计中, PATEL 等^[6]将 HCA 方法运用到动态载荷作用下的结构耐撞性优化设计中。

现已出台的机车车辆结构被动安全设计标准, 例如 EN15227 轨道车身结构耐撞性要求^[7]和 EN12663 轨道车身结构设计要求^[8]等都指出, 机车车辆端部结构需要满足动态碰撞条件下的耐撞性和静态压缩载荷作用下的刚度要求。但是由于静态和动态载荷作用下的结构优化问题的优化目标不同, 直接将 HCA 方法用于静动态载荷作用下的多工况拓扑优化会导致结果偏差。目前关于静动态载荷作用下的机车车辆端部结构的整体拓扑优化设计, 国内外的相关研究文献较少。

拓扑优化仅能提供概念设计, 无法确定改进后结构参数的具体取值。应用智能优化算法的参数优化技术日渐成为结构参数优化设计的首选方法, 国内外学者采用参数优化技术完成了多个结构的参数优化研究。FORSBERG 等^[9]采用响应面和 Kriging 优化算法完成了对吸能管的耐撞性参数优化; 陈秉智等^[10]基于 ISIGHT 优化平台和混合整形法多功能优化包进行了铝合金车体的结构吸能参数优化; XIE 等^[11]采用可行方向的改进方法对高速列车头车结构进行了耐撞性参数优化。优化后车体结构的耐撞性都得到了不同程度的提高。

综上所述, 为了获得更为全面而详细的优化结果, 本文构建了一套适用于指导和改进机车车辆整体端部结构的拓扑-参数一体化优化方法, 先后对端

部结构进行拓扑优化和参数优化, 以提高机车车辆的被动安全性。

1 车辆端部结构一体化优化方法

1.1 静动态载荷相结合的 HCA 拓扑优化方法

元胞自动机(Cellular automata, CA)方法最早用于生物中骨骼的重建, 它可以模拟生物细胞的状态并使其按照指定的演化规则进行状态更新。每个元胞在一个特定时刻都有一组状态矢量, 下一个时刻元胞的状态需要根据状态更新规则和与其相邻的元胞状态进行计算。HCA 结合了 CA 方法和有限元分析(Finite element analysis, FEA)方法以用于结构拓扑优化设计^[12]。

AULIG 等^[13]通过采用一种基于能量进行权重缩放的混合元胞自动机方法进行了结构的碰撞和静力加载综合工况的优化并将其成功运用到汽车车身的拓扑优化设计中, 该方法可以有效结合静态载荷和动态载荷作用下的多个优化工况并取得相对平衡的结果, 下面介绍该方法的主要原理。

对于静力加载工况的拓扑优化, 其优化目标为在满足约束条件下最大化结构的刚度; 对于动态碰撞工况, 其优化目标为在满足约束条件下最大化结构的吸能量。在实际的工程中, 许多情况下结构需要同时满足耐撞性和刚度的要求。然而, 结合不同类别的优化工况时, 所设置的权重会受到目标函数不同尺度的影响, 在 HCA 中, 可以体现在场变量的不同尺度上, 特别是碰撞工况产生的能量要远远高于静力加载工况。因此, 有必要在线性多工况权重的基础上合理考虑能量的差异, 以防止碰撞工况在优化中占据主导地位^[14]。

多个工况的场变量线性加权可以表示为^[6]

$$S_i = \sum_{l=1}^L w_l S_{il} \quad (1)$$

式中, S_i 为元胞 i 的场变量, w_l 为权重系数, L 为加载的工况个数。

设定针对不同工况的场变量缩放公式为

$$S_i = \sum_{l=1}^L w_l S_{il} = \sum_{l=1}^L p_l \frac{1}{s_l} S_{il} \quad (2)$$

式中, s_l 为缩放因子, p_l 为用户权重因子, 两者共同决定了总权重 w_l 的取值。且不同类别工况的场变量可以表示如下

$$S_{il} = \begin{cases} \max_t (IED_{il}(\rho, t)) & l \in L_{\text{crash}} \\ SED_{il}(\rho) & l \in L_{\text{static}} \end{cases} \quad (3)$$

式中, IED 为内能密度, SED 为应变能密度, ρ 为元胞密度矢量, t 为仿真时间步, L_{crash} 为碰撞工况, L_{static} 为静力加载工况。

为了使得总优化权重能较正确地反应用户的真实期望, 设定缩放因子 s_l 可由式(4)确定

$$s_l = \frac{W_l^{(k=0)}}{W_{\min}} \quad (4)$$

$$W_l^{(k=0)} = \begin{cases} \sum_{i=1}^N (v_i IED_{il}^{(k=0)}(\rho, t_{\text{end}})) & l \in L_{\text{crash}} \\ \sum_{i=1}^N (v_i SED_{il}^{(k=0)}(\rho)) & l \in L_{\text{static}} \end{cases} \quad (5)$$

式中, $W_l^{(k=0)}$ 为结构在 HCA 初始优化迭代时产生的能量, $W_{\min}$ 为各加载工况中的最小能量值, v_i 为元胞 i 的体积。

因此, 基于能量定义的缩放因子 s_l 结合用户权重 p_l 可确定最终的优化权重 w_l 。本文主要采用这种方法来进行符合用户意图的结构拓扑优化设计。

1.2 自适应模拟退火参数优化方法

模拟退火算法借鉴了金属冶炼过程中的退火方法, 金属材料在退火中通过加热材料使得具有局部内能最小值的原子得以重新寻找至内能更低的位置, 缓慢的退火速率也能保证原子以较大的概率寻找到全局内能最低处。基于上述退火过程, 经典的模拟退火算法可分为如下步骤^[15]。

(1) 初始化。设定起始状态 $\mathbf{x}^0 \in \mathbf{X}$, 对应的能量计算公式为 $E^0 = E(\mathbf{x})$, 并设定一个较高的温度初始值 $T^0 = T_{\max}$, 同时分别定义冷却进度表、接受函数和停止标准。此时迭代步 $k = 0$, $\mathbf{X}^0 = \mathbf{x}^0$ 。

(2) 选取样本。通过候选分布 $D(\mathbf{X}^k)$ 来生成新的扰动样本点 $\mathbf{x}' \in \mathbf{X}$, 并设定 $\mathbf{X}^{k+1} = \mathbf{X}^k U \mathbf{x}'$, 此时能量计算公式为 $E' = E(\mathbf{x}')$ 。

(3) 接受检查。设置统一的随机数生成器 $\zeta \in [0, 1]$, 并且若 $\zeta \leq A(E', E^k, T^k)$, 则 $\mathbf{x}^{k+1} = \mathbf{x}'$; 否则 $\mathbf{x}^{k+1} = \mathbf{x}^k$ 。这里 $A(x)$ 为迭代过程中的接受函数。

(4) 温度更新。将冷却进度表应用到温度更新中, 即

$$T^{k+1} = C(\mathbf{X}^{k+1}, T^k)$$

(5) 收敛检查。若达到收敛标准则停止迭代, 否则设置 $k = k + 1$ 并重回步骤(2)。

常用的接受状态函数为 Metropolis 准则, 其表达式为 $A(E', E, T) = \min\{1, \exp(-(E' - E)/T)\}$, 基于此, 模拟退火优化算法能以一定的概率跳出局部最优解并在合适的温度控制下寻找到全局最优解。

自适应模拟退火算法在经典模拟退火算法的基础上进行了改进, 采用了较快的退火计划, 使得其能够以较快的速度进行退火, 并在高温时尽量使得扰动充满整个解的空间, 从而迅速寻求到全局最优解^[16]。

1.3 拓扑-参数一体化优化方法

机车车辆端部结构的拓扑-参数一体化优化方法的流程如图1所示。

图1 机车车辆一体化优化流程

该一体化优化方法在机车车辆正面碰撞和侧翻碰撞的仿真分析基础上, 考虑端部结构的静态和动态载荷工况, 采用基于能量进行权重缩放的混合元胞自动机方法对端部结构进行综合耐撞性和刚度评估的整体拓扑优化设计; 最后结合网格变形技术和自适应模拟退火优化算法对端部结构进行指定约束

条件下的参数优化, 从而获得端部结构的优化构型和具体结构参数的最优取值。

2 机车车辆碰撞仿真分析

2.1 碰撞有限元模型

某型机车车辆的结构主要由底架模块、侧墙模块、端墙模块以及车顶模块组成, 为了提高前处理效率, 保留了对碰撞有主要影响的部件, 对一些对仿真结果影响较小的部件进行了合理的简化。整车结构如图 2 所示。

图 2 机车车辆结构图

机车车辆的大多数结构主要采用 09CnPCrNi-B 材料, 部分梁采用 16Mn 材料, 地板和其他结构部件主要采用 1Cr18Ni9Ti 和 ZG230-450 材料。车辆结构的部分材料参数如表 1 所示。

表 1 车辆结构的部分材料参数

材料牌号	屈服强度 σ_s/MPa	强度极限 σ_b/MPa	弹性模量 E/GPa
09CnPCrNi-B	300	420	210
16Mn	345	510	210
1Cr18Ni9Ti	210	550	206
ZG230-450	230	450	210
LF2Y	157	314	68

为了提高计算效率, 整车模型采用四节点壳单元离散, 并应用 2 号多层单元积分 Belytschko-Tasy 算法。采用 *MAT_3 双线性材料模型来表现金属材料的弹塑性行为; 对轨道、转向架和轮子等结构采用 *MAT_20 刚体材料, 将其看作不可变形体。针对车体与障碍物, 采用面面自动接触; 针对结构自身, 采用单面自动接触; 针对轮子和轨道, 采用点面自

动接触。为了保证正面碰撞和侧翻碰撞的模拟准确性, 采用 *LOAD_BODY 关键字施加全局重力加速度, 其数值恒定为 9.81 m/s^2 。

2.2 碰撞场景设计

目前各国出台了机车车辆的相关安全标准, 针对作用于车体结构的载荷和碰撞工况作出了详细的规定^[17], 但这些指标大多数是对低速(36 km/h)情况而言, 低速下车体的碰撞变形区域有限, 不能使得端部结构压缩完全。为了进一步考察机车车辆端部结构的耐撞性能, 研究车体碰撞压溃的响应模式, 本文设定正面碰撞工况为机车车辆以 65 km/h 的时速撞击静止的刚性墙。

由于缺乏机车车辆侧翻碰撞标准, 因此相关研究主要参考了 ECE R66 客车侧翻标准^[18]来制定相关碰撞场景并进行试验和仿真分析^[19-20]。标准规定在车厢内定义乘客生存空间, 车辆侧翻后车体结构与生存空间不应发生侵入接触。生存空间与车体地板的垂直距离为 500 mm, 下端与内部结构的水平距离为 150 mm, 上端与下端的水平距离为 250 mm^[18], 如图 3 所示。

图 3 机车车辆生存空间

将侧翻碰撞的工况设计为在平台上从初速度为 0 绕轴旋转并翻滚撞击在 800 mm 高度落差的水平地面上, 车体侧翻碰撞示意图如图 4 所示。

图 4 车体侧翻碰撞示意图

车厢撞击地面的碰撞角速度可以由式(6)、(7)得到

$$PE_2 = KE_3 \quad (6)$$

$$mg\Delta h = I_o \omega^2 / 2 \quad (7)$$

式中, PE 为重力势能, KE 为动能。下标 2、3 代表车体重心(Center of gravity, CG)的不同位置, m 为车体的重量, g 为重力加速度, Δh 为车体重心在不同时刻的垂向距离, I_0 为车体绕旋转轴的转动惯量, ω 为旋转角速度。根据上述公式计算得到车辆撞击水平地面的初始角速度为 1.8 rad/s 。

2.3 正面碰撞的仿真结果分析

机车车辆在正面碰撞中的各部分结构(底架、端墙、侧墙、车顶)吸能量 E_f 如图 5 所示。总共吸能 5.8 MJ , 其中底架模块结构吸收的冲击能量最多, 达到了 4 MJ , 占总吸能量的 68.7% ; 其次为侧墙模块, 吸能 0.78 MJ , 占总吸能量的 13.6% ; 车顶模块的新吸能量与侧墙模块接近, 为 0.7 MJ , 占总吸能量的 12% ; 端墙模块的吸能量最少, 只有 0.32 MJ , 仅占总吸能量的 5.5% 。

图 5 车体各部分结构吸能量

在正面碰撞中, 车顶模块、端墙模块和底架模块首先与刚性墙接触并发生塑性变形, 其中车顶模块的纵梁和蒙皮等结构能够较为顺利地发生逐级溃缩变形, 此时牵引梁前端结构也能发生一定的塑性变形吸能, 但底架模块的纵梁未能完全溃缩吸能, 其仅有前端部分发生了塑性变形, 同时纵梁上的传递力导致了底架横梁的屈曲变形; 当底架两侧的边梁结构与刚性墙发生撞击时, 牵引梁开始发生较明显的弯曲变形, 由于前期底架横梁存在较大的弯曲变形, 因此底架边梁也发生了一定程度的横向屈曲变形; 在碰撞后期, 牵引梁的整体弯曲变形加剧, 并导致了地板变形严重。因此, 底架结构的不完全溃缩吸能和屈曲变形不利于结构的能量吸收, 从而影响了其吸能效果。车体结构各个时刻的变形如图 6 所示。

图 6 车体结构各个时刻的变形图

车体的界面接触力 F 如图 7 所示。在碰撞过程中, 接触力 F 首先达到一个较大的峰值 6.9 MN , 之后迅速下降并在若干峰值之间振荡。由于底架结构承担了主要的能量吸收, 因此接触力的变化主要受其变形的影响。当牵引梁发生严重的弯曲变形时, 接触力又会达到较大的峰值 5.6 MN , 并在维持较短时间后急剧下降至零。接触力曲线中较高的接触力峰值和较快的下降速率表明端部结构发生的碰撞变形模式不是特别理想。

图 7 车体正面碰撞期间的接触力

可以看出, 机车车辆的底架模块是正面碰撞中主要的吸能结构, 但其无法发生逐级变形从而稳定吸能, 这导致了正面碰撞后续阶段界面接触力的升高。其他模块结构未发现明显缺点。

2.4 侧翻碰撞的仿真结果分析

机车车辆发生侧翻碰撞过程中的能量 E 变化如图 8 所示。系统动能降低的同时内能升高, 代表车辆结构与地面发生接触并使得结构变形吸能, 此过程持续至 $t=0.1 \text{ s}$, 之后车体结构发生一定的回弹变形, 至 $t=0.15 \text{ s}$ 时碰撞基本结束。

图 8 车体侧翻过程中的能量变化

由于车体的重心在侧翻过程中不断降低，因此存在重力做的外力功，根据 LS-DYNA 中的能量比率 R_e 定义^[21]

$$R_e = \frac{E_{\text{total}}}{E_{\text{total}}^0 + W_{\text{ext}}} \quad (8)$$

式中， E_{total} 为系统的总能量， E_{total}^0 为初始状态的总能量， W_{ext} 为外力功。

侧翻碰撞中外力功初始值为 0，随后时间内系统的总能量增加几乎全部来源于外力功，即除掉外力功的值，可以认为系统总能量保持不变。在显式有限元计算中，若系统总能量在整个时间历程中接近一个常数，那么可以认为计算误差小于 1%^[20]。侧翻碰撞中通常认为 R_e 处于 1 ± 0.05 范围内是正常的，本文中 R_e 值范围为 1.000 1~1.000 5，符合要求。

车体在侧翻碰撞过程中主要是中上部结构发生变形吸能，由于车门降低了端部的刚度，因此端部结构在侧翻碰撞中也发生了一定的塑性变形。主要的变形区为：A-端墙上部防撞梁；B-端墙底部横梁；C-端墙中部竖直梁；D-端墙与上边梁连接处。除了靠近撞击侧的结构变形吸能外，远离撞击侧的部分结构也发生了屈曲变形，如图 9 所示。

图 9 侧翻碰撞中端部结构的变形

为了评估生存空间的安全性，在生存空间与门柱上布置两个上部测点和下部测点，用于判断车体内部结构是否侵入了生存空间，如图 10 所示。

图 10 生存空间测点

侧翻碰撞过程中生存空间与门柱的相对距离 D 变化如图 11 所示。当相对距离小于 0 时代表两者发生了接触。在碰撞中，生存空间与车辆内部结构之间的距离都是先减小后增大，上部的最短距离为 166 mm，比碰撞前减少了 234 mm；下部的最短距离为 56 mm，比碰撞前减少了 94 mm。其中上部距离下降的幅度较大，表明车体在侧翻碰撞过程中整体发生了一定的倾斜变形，但生存空间未与车体内部结构发生相互侵入。

图 11 生存空间与内部结构的相对距离

3 机车车辆端部结构拓扑优化

现将基于能量进行权重缩放的 HCA 方法用于机车车辆端部结构的拓扑优化设计中，针对端部结构造型，构建出专门用于进行拓扑优化的设计域，保留端部结构的主体构形，但由于牵引梁位置固定，因此将其从设计域中去除。整个端部结构的设计域如图 12 所示。

图12 端部结构设计域

机车车辆端部结构除了要具备良好的碰撞性能之外, EN12663 标准还规定了其需要满足端部压缩载荷的要求。因此, 本文基于耐撞性和刚度对端部结构进行优化设计, 选取正面碰撞与侧翻碰撞工况作为耐撞性优化工况; 选取 EN12663 标准中的端部压缩载荷工况作为静态刚度优化工况。由于 HCA 方法在优化过程中主要是针对力的传递来进行的, 因此不必引起结构的大规模溃缩变形, 严重的单元塑性变形也容易造成实体单元计算错误^[13]。

在正面碰撞工况中, 等效为一个刚性墙撞击静止的端部结构, 刚性墙质量设为 38 t, 初速度为 10 m/s; 在侧翻碰撞工况中, 根据 ECE R66 标准, 等效为一个刚性墙与车体纵向垂直中心成一定角度 α 并撞击端部结构, 刚性墙质量设为 3.8 t, 初速度为 7.3 m/s。在静态刚度优化工况中, 根据 EN12663 标准^[8]选取了四种典型的端部结构静态压缩载荷, 分别为: 施加于车钩位置的 $F_1=1\ 500\ \text{kN}$ 的压缩力; 施加于车厢地板上方 150 mm 的 $F_2=400\ \text{kN}$ 的压缩力; 施加于车身腰带(车窗槛)处的 $F_3=300\ \text{kN}$ 的压缩力; 施加于顶条边框高度处的 $F_4=300\ \text{kN}$ 的压缩力。三种优化工况如图 13 所示。

图13 车体端部结构的优化工况

设定正面碰撞和侧翻碰撞工况分别为第 1 和第 2 工况, 端部压缩载荷工况为第 3 工况。设置用户偏好权重为 $P_{\text{crash}}=P_1=P_2=0.35$ 和 $P_{\text{static}}=P_3=0.3$ 。根据式(2)和式(4)可以计算出总优化权重为 $w_1=1, w_2=27, w_3=5\ 395$ 。规定设计域最终保留的质量分数为 0.2, 并约束其底架纵梁处的节点垂向位移不能超过 2 mm 以满足刚度要求, 为了保证计算结果对称, 对

整个设计域施加对称约束。经过 50 次迭代, 机车车辆端部结构的 HCA 拓扑优化结果最终收敛, 如图 14 所示。机车车辆端部结构在各个迭代下的拓扑优化结果如图 15 所示。

图14 综合多个工况下端部结构的收敛曲线

图15 机车车辆端部结构的迭代拓扑优化结果

随着优化迭代的进行, 设计域的侧墙模块和车顶模块部分的单元逐渐被删除, 最终在规定的质量分数条件下仅有底架模块和端墙模块的构型保留了下来, 表明这两部分的结构在正面碰撞和侧翻碰撞中起到了较为重要的作用。

综合多工况下车辆端部结构的吸能值和节点位移值如表 2 所示。优化后的构型在碰撞过程中的吸能值均有小幅提升; 指定节点的位移值在规定范围内, 表明结构的刚度满足要求, 同时整个设计域的质量得到了明显的降低, 获得了满足条件下端部结构的拓扑优化构型并较符合用户的设计意图。

表2 综合多工况下车体端部结构的吸能值和节点位移

工况	项目	优化前	优化后
1	吸能值 E_{abs}/kJ	1 720	1 790
2	吸能值 E_{abs}/kJ	63.3	71
3	节点位移 d/mm	0.07	0.80

最终的拓扑优化构型如图 16 所示。根据底架部分的拓扑优化结果, 牵引梁左右两侧和靠近枕梁处的部位保留的材料较多, 因此在这两个部位分别增加两个纵梁和加强刚度的结构, 另外, 底架横梁与新加入纵梁也需要添加连接结构以增强其稳定性。

图 16 车体端部结构的最终优化构型

根据端墙部分的拓扑优化结果, 材料呈现交叉状分布, 表明交叉结构能在侧翻碰撞中更好地吸收冲击能量并加强结构稳定性, 因此将端墙两侧的直梁结构改进为交叉状的梁结构, 同时, 对车体上边梁和端墙防撞梁分别进行了适当的加厚。改进后的车体端部结构如图 17 所示。

图 17 改进的车体端部结构

4 机车车辆端部结构参数优化与验证

4.1 底架结构的参数优化

由于底架结构不确定参数较多, 因此主要对其进行耐撞性参数优化。本文选取了新纵梁、边梁和牵引梁这三个部件的形状参数变量和尺寸参数变量作为优化的设计变量。构建纵梁的截面形状变量, 使纵梁的截面能向两侧各最大增加或减少 d_1 ; 构建牵引梁的截面形状变量, 使其下底面各最大升高或降低 d_2 , 如图 18 所示。

采用 HyperMorph 完成对结构的网格变形控制并生成对应的形状变量, 考虑网格的变形范围, 设定 $d_1=d_2=50$ mm, 在 HyperMorph 中输出 DYNA 格式的设计变量并将其上下界定义为默认值[-1,1], 表明结构可以朝定义好的两个方向变形。

图 18 构建形状变量

通过 *PARAMETER 定义纵梁和边梁的厚度变量, 并将其与形状变量输入至 LS-OPT 优化设计平台中。为了提高优化计算效率, 将车体端部以后的非变形区设为刚体并与端部结构建立连接, 仅保留原车体的端部结构、刚性轮对和钢轨。定义车体正面碰撞的参数优化方程为

$$\begin{aligned} \max E_{\text{internal}}(\mathbf{x}) \\ \text{s.t. } RCF_1(\mathbf{x})|_{t=t_1-t_2} \leq F_{\max 1} \\ RCF_2(\mathbf{x})|_{t=t_3-t_4} \leq F_{\max 2} \end{aligned} \quad (9)$$

式中, $RCF_1(\mathbf{x})|_{t=t_1-t_2}$ 为 t_1 至 t_2 时刻的最大界面接触力, $RCF_2(\mathbf{x})|_{t=t_3-t_4}$ 为 t_3 至 t_4 时刻的最大界面接触力, $F_{\max 1}$ 和 $F_{\max 2}$ 分别为这两个时刻中允许的最大碰撞力, E_{internal} 为碰撞过程中吸收的内能, $\mathbf{x}$ 为设计变量。

以车体在碰撞过程中的吸能量为最大优化目标, 并约束 0.1 s 至 0.15 s (t_1-t_2 时刻) 的最大碰撞力不能超过 5 MN, 0.15 s 至 0.2 s (t_3-t_4 时刻) 的最大碰撞力不能超过 4.2 MN。

选择自适应模拟退火算法作为整个优化问题的参数优化方法, 通过 LS-OPT 的优化变量敏感性图可以直观看出各个优化变量对设计响应的影响程度, 其中, T_1 代表纵梁的厚度, T_2 代表边梁的厚度, S_1 代表牵引梁的形状, S_2 代表纵梁的形状, 如图 19 所示。

图 19 设计变量的敏感性图

对于内能 E_{internal} 来说, 影响程度最大的设计变量依次为纵梁厚度 T_1 、边梁厚度 T_2 、纵梁形状 S_2 、牵引梁形状 S_1 ; 对于 t_1 至 t_2 时刻的界面撞击力 RCF_1 来说, 影响程度最大的设计变量依次为纵梁厚度 T_1 、

边梁厚度 T_2 、牵引梁形状 S_1 、纵梁形状 S_2 ；对于 t_3 至 t_4 时刻的界面撞击力 RCF_2 来说，影响程度最大的设计变量分别为纵梁厚度 T_1 、边梁厚度 T_2 、纵梁形状 S_2 和牵引梁形状 S_1 。

构建以优化目标内能 E_{internal} 为 Z 轴，以边梁厚度 T_2 和纵梁厚度 T_1 分别为 X 轴和 Y 轴的响应面模型，如图 20 所示。

图 20 带约束条件的响应面模型

可以看出，即使在某些组合的情况下能显著增大结构在碰撞过程中的吸能值，但无法满足约束条件。最终取得设计变量的收敛值，使优化目标在满足约束条件的情况下达到最优，如表 3 所示。

表 3 机车车辆底架结构的参数优化结果

优化变量	纵梁厚度 T_1/mm	边梁厚度 T_2/mm	牵引梁形状 S_1	纵梁形状 S_2
初始值	3.0	6.0	0	0
变化范围	2.0 ~ 5.0	5.0 ~ 7.0	-1.0 ~ 1.0	-1.0 ~ 1.0
优化结果	3.6	5.2	-0.61	0.02

4.2 改进后车体结构的正面碰撞性能验证

改进后的车体端部结构在正面碰撞中吸收的能量 E_f 比优化前略大，但同一时刻对应的内能值较小，表明其增长速度放缓，即优化后的结构吸能更稳定，如图 21 所示。

图 22 给出了优化后车体结构在正面碰撞中的变形，对比优化前的车体端部结构的正面碰撞变形模式，除了车顶模块的结构能顺利地发生逐级溃缩变形之外，底架模块两侧的纵梁也基本可以发生理想的逐级塑性变形，并能降低底架横梁发生屈曲变形的程度；牵引梁的变形模式由原来的整体弯曲变形转化为逐级的塑性变形，呈现出较为理想的“手

风琴”式的变形模式；随着底架横梁屈曲变形程度的减少，底架边梁能够更好地撞击刚性墙并顺利发生溃缩变形。因此，对比优化前，车体的整个端部结构均能发生较为理想的逐级溃缩变形模式，没有造成地板结构的弯曲变形，提高了吸能效果。

图 21 正面碰撞过程中的能量吸收

图 22 优化后的端部结构的正面碰撞变形

图 23 给出了优化前后的正面碰撞力 F 变化曲线。经过拓扑优化和参数优化后车体结构的正面碰撞界面接触力 F 在初始时刻升高至 7.6 MN，升高幅度仅为 10%，但在 0.026 s 时刻，接触力由 5.6 MN 降至 4.1 MN，降幅达 26.2%；在 0.09 s 时刻，接触力由 5.7 MN 降至 3.0 MN，降幅达 46.3%；在 0.13 s，接触力由 5.56 MN 降至 3.69 MN，降幅达 33.6%。

因此，优化后车体结构的变形模式更加合理，接触力变化较优化前更加平稳，没有由于结构不恰当变形而导致的接触力峰值，车辆结构正面碰撞的耐撞性能得到了提升。

图 23 优化前后的碰撞力变化

4.3 改进后车体结构的侧翻碰撞性能验证

改进后的端部结构在侧翻碰撞中吸能量 E_r 与优化前基本一致，但变化趋势不同。同一碰撞时刻下，优化后的端部结构吸能量较优化前更多，表明有更多的结构参与到侧翻碰撞的变形吸能中，如图 24 所示。

图 24 侧翻碰撞过程中的能量吸收

车体端部结构在侧翻碰撞中的最终变形图如图 25 所示。可以看到远离撞击侧的端墙结构几乎没有发生变形，变形的结构较为靠近撞击一侧，主要集中在 A-端墙防撞梁与交叉结构连接处；B-交叉结构与端墙底部横梁的连接处；C-交叉结构、防撞梁与上边梁的连接处。将碰撞产生的塑性变形集中在撞击一侧的结构中有利于使得车体在侧翻碰撞过程中更有效地吸收能量并防止其他位置结构的不恰当变形。

图 26 给出了优化前后的生存区间与车体内部结构之间的相对距离 D 。优化后车体的生存区间在侧翻碰撞过程中的最短相对距离较优化前有明显的增加，生存空间的上部最短相对距离由 166.0 mm 升至 207.3 mm，增幅达 24.8%；下部最短相对距离由 56.0 mm 升至 63.2 mm，增幅达 12.8%。这是由于车体发生的塑性变形主要集中在撞击一侧，其他

部位没有发生屈曲变形，表明交叉结构能有效地降低车体在侧翻碰撞过程中的倾斜变形程度，从而增大生存区间与车体内部结构之间的距离，提高了车体在侧翻碰撞中的安全性。

图 25 优化后端部结构的侧翻碰撞变形

图 26 优化前后生存空间的安全距离

5 结论

(1) 构建了一套可用于指导和改进机车车辆端部结构的拓扑-参数一体化优化方法，该方法联合 LS-DYNA 动力学求解器、LS-TaSC 拓扑优化设计平台和 LS-OPT 参数优化设计平台，在机车车辆碰撞分析的基础上，有效结合静动态载荷工况对端部结构进行整体拓扑优化，并得到改进后结构参数的最佳取值。研究案例表明该一体化优化方法可用于机车车辆结构的被动安全优化设计中。

(2) 该一体化优化方法的拓扑优化部分考虑机车车辆端部结构的静态和动态载荷优化工况，采用基于能量进行权重缩放的混合元胞自动机方法对其

进行综合耐撞性和刚度评估的拓扑优化设计。结果表明, 缩放能量权重的优化方法能更好地平衡能量与用户权重之间的关系, 解决由于能量差异导致的优化结果偏差, 并获得符合耐撞性和刚度要求的整体端部结构的拓扑优化构型, 较合理地体现用户的设计意图。

(3) 该一体化优化方法的参数优化部分结合网格变形技术和自适应模拟退火优化算法, 寻求到满足接触力约束条件下的设计变量值, 使得车体结构在降低正面碰撞力的同时吸能最大化。结果表明改进后的车体结构在正面碰撞中具备更好的变形模式, 碰撞接触力降幅达 26.2%~46.3%; 在侧翻碰撞中能更有效地吸收冲击能量并增大乘客生存区间上下部的安全距离, 增幅分别达 24.8%和 12.8%。优化后整车的被动安全性能得到提升。

参 考 文 献

- [1] 杨志军. 基于等效静态载荷原理的高速机构结构拓扑优化方法[J]. 机械工程学报, 2011, 47(17): 120-125.
YANG Zhijun. Topological optimization approach for structure design of high speed mechanisms using equivalent static loads method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(17): 120-125.
- [2] CHUANG C H, YANG R J. Benchmark of topology optimization methods for crashworthiness design[C]// 12th International LS-DYNA Users Conference, Dearborn, Michigan, USA. 2012: 1-8.
- [3] 甘宁. 基于耐撞性和刚度车辆端部底架的拓扑概念设计[D]. 长沙: 中南大学, 2014.
GAN Ning. Topology conceptual design on the chassis of vehicle ends based on crashworthiness and stiffness[D]. Changsha: Central South University, 2014.
- [4] TOVAR A, PATEL N M, KAUSHIK A K, et al. Optimality conditions of the hybrid cellular automata for structural optimization[J]. AIAA Journal, 2015, 45(3): 673-683.
- [5] TOVAR A, PATEL N M, NIEBUR G L, et al. Topology optimization using a hybrid cellular automaton method with local control rules[J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128(6): 1205-1216.
- [6] PATEL N M, KANG B, RENAUD J E, et al. Crashworthiness design using topology optimization[J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(6): 061013-24.
- [7] European Committee for Standardization, EN 15227: Railway applications: Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies[S]. London: British Standard Institution, 2010.
- [8] European Committee for Standardization, EN 12663: Railway applications: Structural requirements of railway vehicle bodies[S]. London: British Standard Institution, 2000.
- [9] FORSBERG J, NILSSON L. On polynomial response surfaces and kriging for use in structural optimization of crashworthiness[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2005, 29(3): 232-243.
- [10] 陈秉智, 刘坤, 汤海武, 等. 铝合金车体前端结构抗撞性优化设计[J]. 大连交通大学学报, 2013, 34(6): 10-13.
CHEN Bingzhi, LIU Kun, TANG Haiwu, et al. Collision simulation and front structure crashworthiness optimization of aluminum train[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2013, 34(6): 10-13.
- [11] XIE Suchao, LIANG Xifeng, ZHOU Hui, et al. Crashworthiness optimisation of the front-end structure of the lead car of a high-speed train[J]. Structural & Multidisciplinary Optimization, 2015, 53(2): 1-9.
- [12] BANDI P, SCHMIEDELER J P, TOVAR A. Design of Crashworthy structures with controlled energy absorption in the hybrid cellular automaton framework[J]. Journal of Mechanical Design, 2013, 135(9): 091002-1-091002-11.
- [13] AULIG N, NUTWELL E, MENZEL S, et al. Preference-based topology optimization for vehicle concept design with concurrent static and crash load cases[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2018, 57(1): 251-266.
- [14] AULIG N, MENZEL S, NUTWELL E, et al. Towards multi-objective topology optimization of structures subject to crash and static load cases[C]// International conference on Engineering Optimization, Portugal: CRC Press, 2014: 847-852.
- [15] STANDER N, ROUX W, BASUDHAR A, et al. LS-OPT user's manual Version 5.0[M]. California: Livermore Software Technology Corporation, 2013.
- [16] JUNIOR H A E O, INGBER L, PETRAGLIA A, et al. Adaptive simulated annealing[M]. Berlin Heidelberg: Springer, 2012.
- [17] 雷成, 肖守讷, 罗世辉, 等. 轨道车辆耐碰撞性研究进展[J]. 铁道学报, 2013, 35(1): 31-40.
LEI Cheng, XIAO Shoune, LUO Shihui, et al. State-of-the-art research development of rail vehicles crashworthiness[J]. Journal of the China Railway

- Society, 2013, 35(1): 31-40.
- [18] United Nations Economic Commission for Europe, ECE Regulation No.66 : Uniform technical prescriptions concerning the approval of large passenger vehicles with regard to the strength of their superstructure[S]. Geneva: United Nations Economic Commission for Europe, 2006.
- [19] RIAZI S , FEIZI M M , HOSSEINI-TEHRANI P. Improving crashworthiness in railcar against rollover[J]. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 2012, 36(4): 383-397.
- [20] BAYKASOGLU C, MUGAN A, SUNBULOGLU E, et al. Rollover crashworthiness analysis of a railroad passenger car[J]. International Journal of Crashworthiness, 2013, 18(5): 492-501.
- [21] HALLQUIST J O. LS-DYNA keyword user's manual[M]. California: Livermore Software Technology Corporation, 2007.
-
- 作者简介:** 刘丰嘉, 男, 1992年出生。主要研究方向为机车车辆结构耐撞性与优化设计。
E-mail: fengjia.liu@foxmail.com
- 唐兆(通信作者), 男, 1979年出生, 博士, 副研究员。主要研究方向为轨道交通仿真与可视化。
E-mail: tangzhao@swjtu.edu.cn