文章编号：1000-8608(2015)05-0484-08

# 纯电动汽车车身多目标拓扑优化设计

雷正保*，李铁侠，王　瑞

（长沙理工大学 汽车与机械工程学院，湖南 长沙　410114）

**摘要：** 为解决纯电动汽车车身设计中仍沿用传统车身，未同时考虑碰撞相容性和正面碰撞安全性的问题，基于混合元胞自动机拓扑优化方法，以在约束条件下吸收碰撞能量最大化为优化目标，对车身结构进行多工况概念设计，从而确定出合理的电动汽车车身布局，设计出了一种满足正面碰撞安全性与碰撞相容性的车身头部结构. 结合拓扑优化结果进行有限元模型验证与厚度分析，结果表明：2～3 mm 的汽车头部厚度可在满足正面碰撞安全性条件下平衡碰撞过程中车体结构的纵向错位，保证碰撞力的均匀分布，实现车身轻量化.

**关键词：** 碰撞相容性；拓扑优化；车身结构；轻量化

**中图分类号：** U270.2　　**文献标识码：** A　　**doi：** 10.7511/dllgxb201505006

## 0　引　言

随着 SUV 和大型乘用车的增多，现今我国逐渐形成了以混合交通模式为主的交通大环境. 实际交通事故统计数据表明：绝大多数汽车碰撞发生在不同质量级别的车型之间，两车质量差超过 200 kg 以上的情况约占 40%，而当两车质量相差一倍时，事故死亡率会提高 11.6 倍. 其中质量轻的车辆明显处于不利地位，乘员死亡率极高[1]. 这便是忽略碰撞相容性所造成的结果.

与此同时，当今汽车工业的发展面对着世界能源危机和环境问题的双重压力，交通能源转型势在必行，研究开发纯电动汽车被视为解决上述难题的有效途径. 而纯电动汽车相对于传统成熟的燃油汽车在安全技术上有着先天性的不足，除了在车辆碰撞乘员安全性方面有严格的要求外，还需满足高压防护与防电磁辐射等[2]. 当前纯电动汽车车身研究主要集中于对传统轿车旧车身的稍加改造与动力系统的单纯置换，而其驱动方式和储能方式的不同使得由传统旧车身改造而来的车身结构难以满足刚强度等方面的要求[3].

因此为了得到合理有效的荷载传递路径以满足电动汽车的碰撞安全性与相容性要求，本文将不再根据经验来改造与设计新车型，而是利用拓扑优化技术，在设计的初始阶段引入评估方法，根据不同的约束条件寻找满足两个碰撞设计目标的车身结构.

## 1　多工况概念设计

### 1.1　碰撞相容性试验方法与指标

碰撞相容性研究旨在提高不同车辆在相互碰撞过程中，包括质量、结构刚度和几何外形在内的因素相互融合、相互承受的程度. 即在车辆碰撞过程中，碰撞车辆不但要保障自身的耐撞性以保护车内乘员的安全，还要降低攻击性以尽可能地保护对方乘员的安全，使得在整个碰撞事故中人员和财产损失最小化[4].

根据国际协调研究机构、欧洲汽车安全促进委员会(EEVC)和正碰兼容性评价研究中心等的研究，碰撞相容性的测试方法主要为完全重叠可变形壁障法(FWDB)和渐变式可变形壁障法(PDB)两种，本研究采用 EEVC 提出的一种有效的 FWDB 试验方法，其可有效反映出结构的相互作用力的传递路径，被作为首选的完全重叠碰撞测试方法[5]. 评估汽车碰撞相容性的指标分为两种：力的平均高度($\bar{h}_F$)和目标行荷载垂直负偏差 $d_{vnt}$[6].

力的平均高度($\bar{h}_F$)是通过壁障测力单元来评

**收稿日期：** 2015-01-20；　**修回日期：** 2015-07-28.
**基金项目：** 国家自然科学基金资助项目(51175050).
**作者简介：** 雷正保*(1964-)，男，教授，E-mail：doclei@163.com.

估确定车辆施加在测力墙作用力的平均高度，计算方法如式(1)所示，目的是通过调整车辆前部结构构件在纵向上的分布来达到最优的碰撞结构.

$$\bar{h}_F = \frac{\sum h_F(t) \times F(t)}{\sum F(t)} \tag{1}$$

其中

$$h_F(t) = \frac{\sum F_i \times h_i}{\sum F_i}$$

式中：$F_i$ 代表不同时间点各测力单元的碰撞力，$h_i$ 代表单元高度，$F(t)$代表某时间点单元作用合力，$h_F(t)$代表某时间点的作用力平均高度. 考虑 SUV 等主力危害车型力的平均高度在 500～600 mm，故应将碰撞相容性中$\bar{h}_F$ 的目标值定于此范围内.

目标行荷载的垂直负偏差重点考查结构碰撞力的均匀分布性，目的是找出壁障各行因车结构发生的某水平以下的荷载，相容性指出目标行荷载为 100 kN.

## 1.2　拓扑优化设计

拓扑优化是在给定的优化区间内，寻求结构基于设计目标的最优形状或材料分布的一种方法[7-9]. 本研究中车身拓扑优化设计的目标便是在满足约束条件的前提下，最大化地吸收碰撞能量，获得完整合理的车身结构以及一致的结构内能密度.

1.2.1　*车身拓扑优化流程*　车身拓扑优化设计研究采用基于混合元胞自动机的变密度法，其设计变量为材料单元的相对密度[10]. 根据其元胞自动机建立的数学优化模型、更新规则、质量收敛规则拟定具体车身优化流程如图 1 所示，其中包括

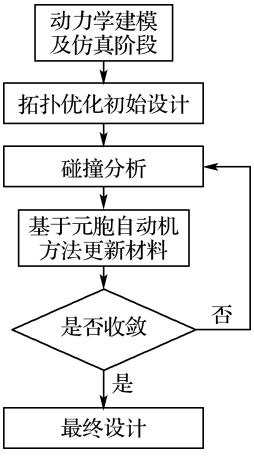



图 1　车身拓扑优化流程

Fig. 1　Vehicle body topology optimization process

(1)初始设计：定义设计区域、材料属性、加载条件和初始变量；

(2)碰撞分析：运用有限元法计算每个离散区域的内能密度；

(3)更新材料：更新材料分配以获得新迭代步的设计变量；

(4)检查收敛：检查是否满足收敛标准，如果是，结束运算，获得最终的拓扑结构，如果不是，重复循环直至收敛为止.

1.2.2　*车身结构优化*　为得到更加准确的结构，车身的结构优化可分两阶段进行：实体优化、壳体优化. 首先进行实体优化，以得到关键部件电池与控制器的最佳布局位置；然后将满足碰撞相容性的优化结果进行多工况壳体优化，得到最终的优化结果.

(1)实体优化

建立几何模型是实施拓扑优化设计的第一步，为找到最有效的荷载传递路径，应最大化地拓展车身设计空间. 本研究所使用的有限元模型是依据某国产品牌纯电动汽车原型建立而成，根据车辆本身结构特点进行精简，在 UG 中建立的电动汽车三维模型如图 2 所示. 整车模型以优化为目标，初步分为汽车头部、车身壳体、汽车底盘 3 个部分.

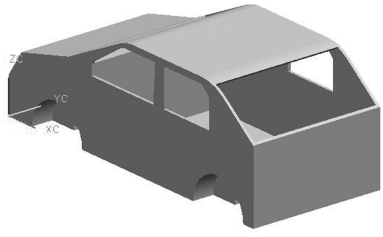



图 2　电动汽车三维模型

Fig. 2　The three-dimensional model of electric vehicle

相容性壁障模型参考 FWDB 碰撞试验壁，由前层刚度较低、后层抗压强度高的蜂窝铝单元叠合而成，由于前层材料不是主要的吸能结构，考虑去掉；测力传感器安装于后层，布置形式为 8 行×16 列，离地间隙 80 mm，单元尺寸为 125 mm×125 mm[11]. 在仿真过程中由于蜂窝铝材料力学性质复杂，变形量大，易出现负体积，导致无法计算；再者其模型仿真运算时间过长，耗费成本大，因此选用弹塑性材料模型模拟壁障测力元件的功能.

施加相容性接触面力约束下的头部优化为保持均匀应力分布，结构与原始结构相比几乎没有任何变化；未施加相容性约束情况下，优化结构与目标行的接触面力为零，均得不到合理结构[12]. 本研究采用添加力的平均高度约束，在优化时可只保留法规规定考查的目标行，即第 3 行与第 4 行，继而分别对头部与底盘结构进行实体优化. 具体优化模型如图 3 所示.

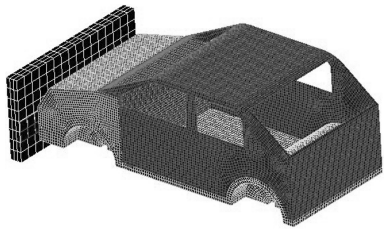


图 3 拓扑优化模型

Fig. 3 Topology optimization model

设定质量分数为 0.4，头部优化经过 25 次的循环迭代运算，得到最终的优化结果；底盘优化则经过 20 次循环后逐步收敛. 在指定的质量分数下，模型将删减承力少的部位以获得最优拓扑形式.

电池与控制器是纯电动汽车的关键部件，在确定电池与控制器的安装位置时，需从汽车结构空间利用率以及整车安全的角度出发，尽量将电池与控制器布置于受碰撞概率小的部位. 经综合考虑，最终确定进入下一步相容性壳体优化的模型如图 4 所示，采用 * CONSTRAINED-EXTRA-NODES-OPTION 来处理汽车头部与车身的点焊连接，采用 * CONSTRAINED-RIGID-BODIES 来处理控制器与车身的随动关系.

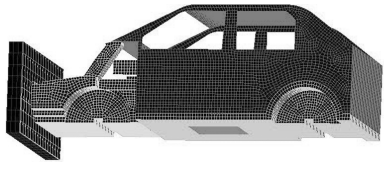


图 4 最佳布局车身优化模型

Fig. 4 The best layout optimization model of vehicle body

(2)壳体优化

100%重叠率刚性固定壁障碰撞试验(全宽碰撞)和 40%重叠率的偏置变形壁障碰撞试验(40%偏置碰撞)是国内外对于安全性评价最典型的两种碰撞试验评价方法. 两者在评价内容上各有侧重点，故在进行第二步的壳体优化时，无法相互替代. 而在 EEVC 中所提及的方法仅考虑了全正面碰撞的安全性与相容性，并未涉及 40%偏置碰撞，故应将 40%偏置碰撞与正面碰撞相容性分别作为两个工况进行，以得到更加真实安全的车身结构.

其中 40%偏置碰撞有限元模型按照欧洲 ECE R94.01 法规建立，并对其进行了准确定位. 图 5 即为偏置碰撞模型.

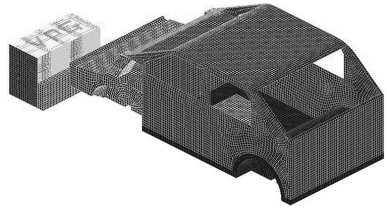


图 5 偏置碰撞壳体优化模型

Fig. 5 Offset collision shell optimization model

将壳体头部结构作为优化目标，根据碰撞事故概率分布，将正面碰撞相容性权重设为 1.6，40%偏置碰撞权重设为 1.2，设定质量分数为 0.4，经过 100 次循环迭代运算，得到最终的优化结果如图 6 所示. 其中壳体优化与实体结构优化原则相同，仍以一致内能密度为优化目标，当设计变量小于一定值时材料被删除. 图 6 中所示的结构即在给定质量分数下根据应力分布所得的承力能力最优的结构，深色部分为设计变量最大的区域，也是碰撞过程中所受应力最大的部分.

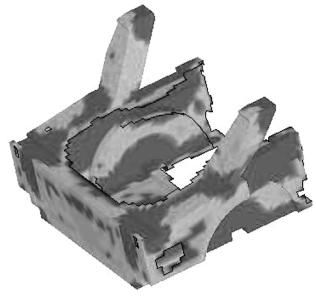


图 6 壳体头部优化结果

Fig. 6 Shell head optimization result

图 7 与图 8 分别为壳体头部结构优化的质量分数曲线与质量分配收敛曲线. 从图中可以看出，质量分数在优化过程中一直处于恒定值，没有突变出现，达到了优化设定的要求；质量分配曲线随着迭代的进行，逐渐趋于收敛，在 30 次后迭代运算过程中结构不会再出现变化，故可将此时得到

的结构作为壳体优化的结构.

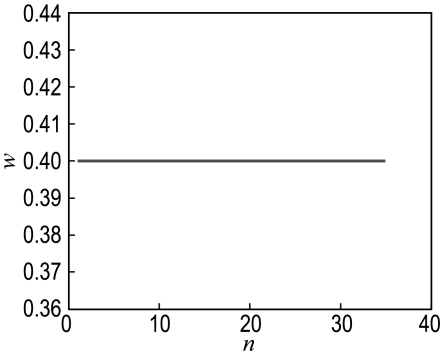



图 7　壳体优化质量分数曲线

Fig. 7　Shell optimization mass grading curve

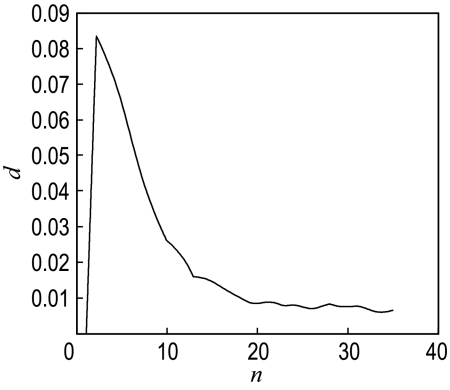



图 8　壳体质量分配收敛曲线

Fig. 8　Shell mass distribution convergence curve

多工况优化后的壳体结构第 3 行和第 4 行壁障的接触面力见图 9，从图中可知，第 3 行的接触面力为 255.2 kN，第 4 行的接触面力为 160.9 kN，二者都大于目标行荷载垂直负偏差所要求的目标行荷载 100 kN，故可知优化结果满足碰撞相容性指标的要求，可用于下一步的仿真验证.

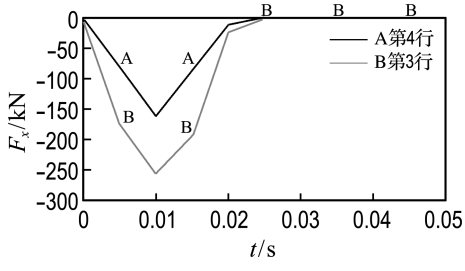



图 9　壳体头部优化结构的接触面力

Fig. 9　The contact force of the shell head optimization structure

## 2　新车身有限元分析与验证

对优化后的结果进行简化与抽象，提取壳体头部结构的优化结果以得到优化后的头部模型，如图 10 所示. 在概念设计过程中，车头铝板以 10 mm 厚度作为设计基准，此厚度不仅影响车身质量、制造成本，同时影响头部结构的防撞能力，故应对其进行 1、2、4、6、8、10 mm 一系列的仿真分析验证其碰撞相容性与偏置碰撞安全性，实现车辆的轻量化.

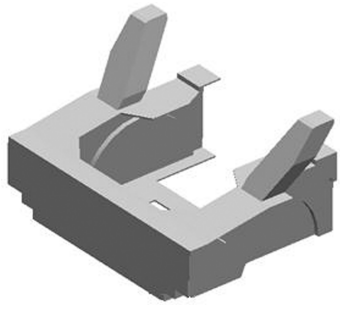


图 10　头部模型

Fig. 10　The head model

### 2.1　碰撞相容性验证分析

评价正面碰撞相容性的两大关键指标：力的平均高度$\bar{h}_F$ 和目标行荷载垂直负偏差 $d_{\text{vnt}}$，以此两指标为观测点分析车身的碰撞相容性.

力的平均高度$\bar{h}_F$：参考接触面力，找出第 3 行与第 4 行壁障的接触面力最大值处，两车最大撞击力时间点处于同一时刻，在该时间段考查区域范围内的汽车与壁障进行充分接触，从而通过车辆施加在壁障上的撞击力作为计算参数来验证此时头部结构是否满足正面碰撞相容性标准. 壁障各单元的应力可通过 LS-DYNA 输出的单元数据获得，壁障的单元尺寸为 125 mm×125 mm，所以单元面积 $A=0.015\ 625\ \text{m}^2$，经计算不同铝板厚度 $L$ 下最优结构的力的平均高度如表 1 所示，力的平均高度$\bar{h}_F$ 均在 500～600 mm 波动，满足正面碰撞相容性的要求.

目标行荷载垂直负偏差 $d_{\text{vnt}}$：不同的壳体厚度头部撞击壁障时会在第 3 行和第 4 行产生不同的接触面力，经分析可知，随着厚度的减小，接触面力也逐渐降低，大致分布趋势如图 11 所示，当 $L=10$ mm 时，第 3 行接触面力最大值为 2 177.4 kN，第 4 行接触面力最大值为 1 980.6 kN；当 $L=2$ mm 时，第 3 行接触面力最大值为 331.3 kN，第 4 行接触面力最大值为 294.7 kN，所有测量指标均大于 100 kN，满足碰撞相容性的目标行荷载

垂直负偏差指标.

表 1 不同厚度下最优结构的力的平均高度

Tab. 1 The average height of force of optimal structure under different thicknesses

| $L$/mm | $\bar{h}_F$/mm | $L$/mm | $\bar{h}_F$/mm |
|---|---|---|---|
| 10 | 513.21 | 4 | 560.71 |
| 8 | 586.32 | 2 | 519.18 |
| 6 | 523.85 | | |

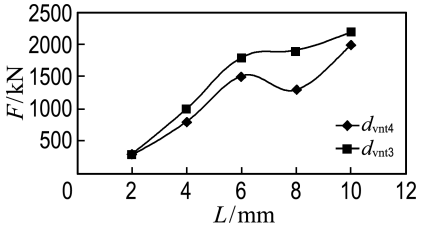



图 11 不同厚度下头部接触面力分布

Fig. 11 Head contact force distribution under different thicknesses

## 2.2 40%偏置碰撞安全性分析

根据偏置碰撞安全相关法规,本文采用加速度、压溃吸能模式以及车体压溃程度来评价车身结构的合理性与安全性.

2.2.1 *加速度分析* 为确定合适的车身厚度范围,需在参考 10 mm 厚度下,进行厚度分别为 10、8、6、4、2、1 mm 的一系列碰撞仿真模型分析,不同厚度下的偏置碰撞车辆质心加速度 $a$ 见表 2.

表 2 不同厚度下的加速度

Tab. 2 The acceleration under different thicknesses

| $L$/mm | $a/g$ | $L$/mm | $a/g$ |
|---|---|---|---|
| 10 | 169.0 | 4 | 49.5 |
| 8 | 121.6 | 2 | 15.5 |
| 6 | 87.8 | 1 | 8.9 |

厚度为 2～10 mm,加速度随铝板厚度的变化基本呈线性关系;当厚度小于 2 mm 后,加速度变化趋势逐渐趋于平稳,受厚度影响较小,吸能效果较好,不会对人体产生伤害. 总体来说,随着厚度的增加,加速度增大,厚度 4 mm 时已超过加速度对人体伤害的临界值 $40g$.

2.2.2 *变形过程与压溃形式分析* 车身结构受到碰撞冲击荷载时能否按照预计的方式变形,通过车身前部结构的大塑性变形来缓和冲击和吸收能量,减小乘员舱的变形量从而保护乘员的安全,减少乘员伤害是 40%偏置碰撞安全性需要考虑的另一个较为重要的标准.

通过应力云图直观展示电动汽车车头在 40%偏置碰撞安全性中不同部位的受力情况. 图 12 即为不同厚度情况下车头最大变形时刻的变形图. 从图中可知,不同厚度条件下,车头部变形情况有较大的差距,驾驶员侧变形剧烈,弯折严重,承受大部分能量的吸收;副驾驶侧由于并未与蜂窝铝块直接接触,几乎不参与碰撞,则仅有驾驶员侧的剧烈碰撞变形引起车身微弱变形. 而当厚度 $L$ 不大于 1 mm 条件下,头部基本出现了全部被压溃的情形,此时头部吸能结构将不再对乘员舱起到保护作用,该构型不可行.

为分析该结构是否具有合理的压溃形式,现具体以厚度 $L$ 为 2 mm 时进行仿真模拟分析,汽车新头部结构的变形过程如图 13 所示. 从图中可明显看出,该结构后部在变形过程中不能完全吸收碰撞能量,导致图 13(d)中标出的区域没有充分压溃,前部吸能部分根本起不到作用,新头部结构在碰撞过程中的失效模式是不正确的. 分析研究表明,该区域结构没有发生压溃变形是由于前段结构的刚度过大导致了结构设计的不合理,究其原因在于优化后的头部结构纵梁内部有加强件,车头在安全性设计方面存在不足,应对设计出的新头部结构进行优化修改.



(a) 10 mm (b) 8 mm (c) 6 mm (d) 4 mm (e) 2 mm (f) 1 mm

图 12 不同厚度下车头压溃变形最大时刻图

Fig. 12 The headcrush deformation maximum time chart under different thicknesses




图 13　2 mm 下新头部结构的变形过程

Fig. 13　New head structure deformation process under 2 mm

## 2.3　合理吸能变形头部新结构仿真

针对优化后的车头部结构压溃变形模式不合理的问题提出优化改进方案. 即在不影响其他零部件布置的情况下，将车头部结构中的左右对称的两个加强件取消，以减小头部前段的刚度，保证其在碰撞过程中有效地发生有序的褶皱式变形压溃模式. 改进后的头部新结构，从外观观察其与原始优化后结构几乎没有差异，完全遵循其最佳的承力结构设计. 下面对改进后的结构进行仿真分析，以确定该改进后的新结构是否可以满足评价指标要求，实现合理的变形.

2.3.1　*正面碰撞相容性分析*　由于力的平均高度$\overline{h}_F$在设计之初就转换为接触约束条件引入有限元模型中，经检验发现，该优化后的车头结构$\overline{h}_F$不会随着厚度的变化导致其不满足标准，故在此只需要探讨目标行荷载垂直负偏差 $d_{\mathrm{vnt}}$是否满足标准即可. 由表 3 可知，厚度变化不会造成目标行荷载垂直负偏差 $d_{\mathrm{vnt}}$不符合标准. 因此新头部结构能满足正面碰撞相容性要求.

2.3.2　*偏置碰撞安全性分析*　从原始头部结构偏置碰撞分析可知，铝板厚度 4 mm 是乘员碰撞安全性的一个临界值，若超过该厚度，在碰撞过程中将造成对乘员的伤害，故在对优化后新结构的分析过程中可将厚度从 4 mm 开始往下进行研究. 图 14 为厚度为 2 mm 情况下的整个仿真分析过程图，从图中变形过程可以看出汽车头部通过产生较大的塑性变形来实现能量的吸收，最初车身前部侵入可变形壁障使得壁障发生塑性变形来吸收能量，头部变形量小，然后由优化后车头部的壳体结构件变形来吸收能量，有效保护了乘员舱的变形，保护了乘员安全. 整个变形过程先从第二阶段出现压溃，然后逐渐由前往后出现压溃吸能，符合最优化压溃形式.

表 3　不同厚度下的新头部 $d_{\mathrm{vnt}}$

Tab. 3　New head $d_{\mathrm{vnt}}$ under different thicknesses

| $L$/mm | $d_{\mathrm{vnt3}}$/kN | $d_{\mathrm{vnt4}}$/kN |
|---|---|---|
| 4 | −842 | −717 |
| 3 | −544 | −544 |
| 2 | −315 | −278 |
| 1 | −182 | −123 |

在变形程度方面，通过仿真分析得出合适的厚度范围，图 15 显示厚度分别为 4、3、2、1 mm 下的偏置碰撞仿真分析变形最大的时刻. 从图中可以看出当铝板厚度在 2 mm 以上时，可以有效吸收能量；但当厚度不大于 2 mm 时，整个优化后的新头部结构基本上全部被压溃，根本起不到保护乘员舱的作用.

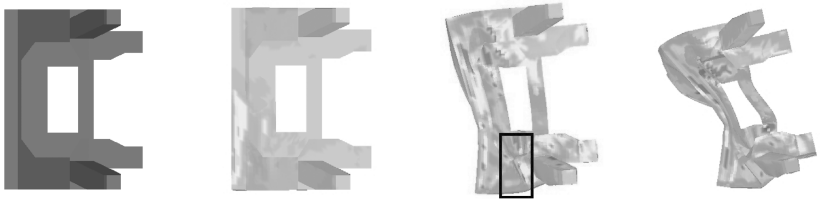



图 14　优化修改后的头部仿真过程

Fig. 14　The simulation process of the modified head

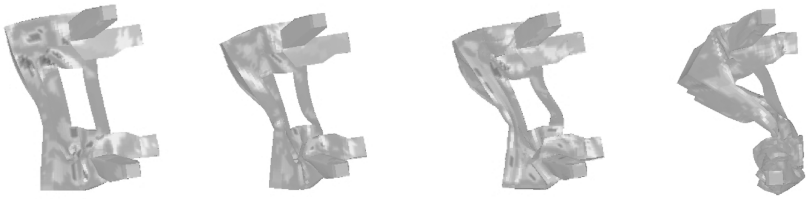



图 15 不同厚度下新车头压溃变形最大时刻图

Fig. 15 The new headcrush deformation maximum time chart under different thicknesses

在加速度方面,通过仿真得到 1～4 mm 的 40%偏置碰撞质心加速度曲线,不同厚度有着不同的加速度,但其加速度曲线大致趋势相同,表 4 为不同厚度下最大质心加速度,其中厚度为4 mm 时,最大质心加速度大于 $40g$,不符合标准要求;而当厚度在 1～3 mm 时,最大质心加速度均小于 $40g$,满足标准要求.

表 4 不同厚度下最大质心加速度

Tab. 4 The largest acceleration of mass of center under different thicknesses

| $L$/mm | $a/g$ | $L$/mm | $a/g$ |
|---|---|---|---|
| 4 | 43.496 | 2 | 30.534 |
| 3 | 28.592 | 1 | 16.369 |

综合以上分析可见:该修改后的新头部结构可合理有效地压溃吸能,并在 2～3 mm 厚度范围内能够满足正面碰撞相容性与偏置碰撞安全性要求.

## 3 结 语

本研究采用有限元仿真与基于混合元胞自动机的动态拓扑优化方法,选取不同的权重对纯电动汽车车身进行碰撞相容性与正面碰撞安全性多工况全新设计,避免了经验设计的盲目性与设计成本的浪费,确定了电动汽车最佳车身布局形式;继而进行结构的厚度分析与验证,获得了 2～3 mm 厚度范围内满足碰撞相容性与正面碰撞安全性的新型车身头部结构.验证结果表明:新型连续性头部结构不仅可很好平衡碰撞过程中车体结构的纵向错位,保证碰撞力的均匀分布,同时实现了保证车辆耐撞性下的轻量化设计.该研究设计方案不仅为解决汽车正面碰撞相容性的问题提供了一种全新的思路,也为电动汽车的车身安全性设计提供了一种可行的途径与参考依据.

## 参考文献:

[1] 侯 婧,孙凌玉,石 娜. 基于简化车辆模型的碰撞相容性分析[C] // 第三届中国 CAE 工程分析技术年会论文集. 大连:[s. n.], 2007:552-558.
HOU Jing, SUN Ling-yu, SHI Na. The collision compatibility analysis based on simplified vehicle model [C] // **The 3rd China CAE Analysis Technology Annual Conference Proceedings**. Dalian: [s. n.], 2007:552-558. (in Chinese)

[2] 傅世枢. 中国纯电动汽车设计有待改进[J]. 汽车电器, 2013(5):17-28, 32.
FU Shi-shu. Pure EV design needs to be improved [J]. **Auto Electric Parts**, 2013(5):17-28, 32. (in Chinese)

[3] 雷正保,李铁侠,赵仕琪. 多目标拓扑优化下电动汽车头部结构优化设计[J]. 中国科技论文, 2014, **9**(11):1324-1328.
LEI Zheng-bao, LI Tie-xia, ZHAO Shi-qi. The optimization design of electric vehicle head with multi-objective structure topology optimization [J]. **China Sciencepaper**, 2014, **9**(11):1324-1328. (in Chinese)

[4] 焦志勇,殷国松,胡远志. 次级能量吸收结构在 SUV 和轿车碰撞相容性中的仿真分析[J]. 天津科技大学学报, 2013, **28**(2):46-49, 67.
JIAO Zhi-yong, YIN Guo-song, HU Yuan-zhi. Simulation analysis of secondary energy absorbing structure in the SUV and car collision compatibility [J]. **Journal of Tianjin University of Science & Technology**, 2013, **28**(2):46-49, 67. (in Chinese)

[5] 商 博,许 伟,乐中耀. 汽车碰撞兼容性的影响因素及测试方法分析[J]. 汽车安全与节能学报, 2012, **3**(3):232-238.
SHANG Bo, XU Wei, YUE Zhong-yao. Analysis of influence factors and test procedures of vehicle crash compatibility [J]. **Journal of Automotive Safety and Energy**, 2012, **3**(3):232-238. (in

Chinese)

[6] Faerber E. EEVC approach to the improvement of crash compatibility between passenger cars [C] // **Proceedings — 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles**. Washington D C: National Highway Traffic Safety Administration, 2005.

[7] Bendsoe M P, Sigmund O. **Topology Optimization: Theory, Methods and Applications** [M]. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2003.

[8] Bendsoe M P, Kijuchi N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method [J]. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, 1988, **71**(2): 197-224.

[9] 周克民,李俊峰,李　霞. 结构拓扑优化研究方法综述[J]. 力学进展, 2005, **35**(1):69-76.
ZHOU Ke-min, LI Jun-feng, LI Xia. A review of topology optimization of structures [J]. **Advances in Mechanics**, 2005, **35**(1):69-76. (in Chinese)

[10] Mizuno K, Yamazaki K, Arai Y, *et al*. Japan research on compatibility improvement and test procedures [C] // **Proceedings — 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles**. Washington D C: National Highway Traffic Safety Administration, 2005.

[11] 李桂兵. 小型轿车与 SUV 正面碰撞兼容性研究[D]. 长沙:湖南大学, 2011:4-7.
LI Gui-bing. A study on compatibility of sedan-to-SUV frontal crash [D]. Changsha: Hunan University, 2011:4-7. (in Chinese)

[12] 雷正保,何　茹. 提高碰撞相容性对汽车结构优化影响的验证分析 [C] // 第十五届汽车安全技术学术会议论文集. 芜湖:安徽师范大学出版社, 2012.
LEI Zheng-bao, HE Ru. Validating analysis on influence of vehicle structure optimization in improving crash compatibility [C] // **The 15th Conference of Automotive Safety Technology Proceedings**. Wuhu: Anhui Normal University Press, 2012. (in Chinese)

# Multi-objective topology optimization design of pure electric vehicle body

LEI Zheng-bao*, LI Tie-xia, WANG Rui

(College of Automotive and Mechanical Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha 410114, China)

**Abstract**: In order to solve the pure electric vehicle body design problems of following the structure of the traditional car body and not considering crash compatibility and the frontal crash safety simultaneously, the topology optimization method based on the hybrid cellular automaton is used to conduct multi-condition conceptual design for body structure with the optimization objective of maximizing the absorbed collision energy under constraint conditions. Thus, a reasonable electric vehicle body layout is determined and a new car head structure meeting frontal crash safety and crash compatibility is obtained. Finite element model validation and thickness analysis are carried out with topology optimization results. The analytical results indicate that shell thickness of the car head in the range of 2-3 mm can balance the longitudinal displacement of car body structure in the collision process under the condition of meeting the frontal crash safety, ensure the uniform distribution of collision force, and realize the lightweight of car body.

**Key words**: crash compatibility; topology optimization; body structure; lightweight