

某纯电动汽车维修经济性正向开发

魏海章，张风利，林华南，唐伟奇
比亚迪汽车工业有限公司

【摘要】 本文基于低速碰撞开发策略及目标分解，通过理论与仿真对某纯电动汽车维修经济性进行高低速碰撞协同开发，使该纯电动车型同时满足维修经济性和高速碰撞性能目标。该维修经济性正向开发流程和参数化设计方法，对后续车型维修经济性开发具有一定的指导意义。

【关键词】 维修经济性，高低速碰撞协同开发，正向开发，参数化设计

An Improved Forward-Engineering for Maintenance Economy of a Pure Electric Passenger Vehicle

Wei Haizhang, Zhang Fengli, Lin Huanan, Tang Weiqi
BYD Auto Industry Co., Ltd.

Abstract: In this paper, based on the development strategy and target decomposition of low speed collision, the maintenance economy of a pure electric passenger vehicle is collaboratively developed by high and low speed collision through theory and simulation. The performance targets of maintenance economy and the high-speed crashworthiness are met at the same time. This improved forward-engineering and parametric design method for maintenance economy provides a significant guidance for the future pure electric vehicle design.

Key words: maintenance economy, high and low-speed collision of collaborative development, improved forward-engineering, parametric design

引言

随着整车被动安全技术的发展，汽车的各项主动安全配置和高被动安全性能逐渐成了各畅销车型的“标配”。

而低速碰撞后的维修经济性影响消费者的维修成本，耐撞性与维修经济性指数^[1]同汽车的保险费用挂钩已成为以后的必然趋势，进而影响汽车的销量。

因此，在追求汽车高被动安全性的同时，如何兼顾耐撞性与维修经济性的影响是当下汽车设计的关键。

1 低速碰撞开发策略及目标分解

本文所述的低速碰撞，依据中保研汽车技术研究院有限公司（简称中保研）发布的耐撞性与维修经济性指数^[1]，共有三个工况，分别为车辆低速结构碰撞（图1、图2）、保险杠全宽动态试验（图3、图4）和防撞梁静止试验。

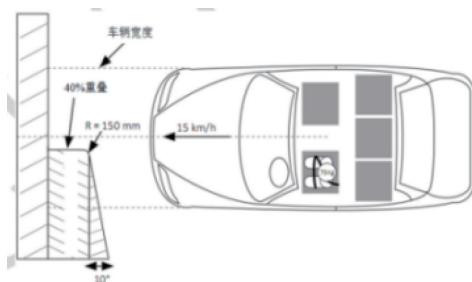


图1 车辆前端低速结构碰撞示意图^[1]

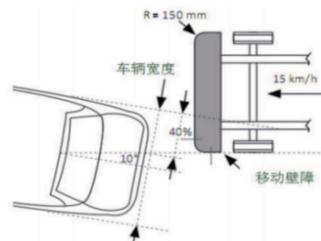


图2 车辆后端低速结构碰撞示意图^[1]

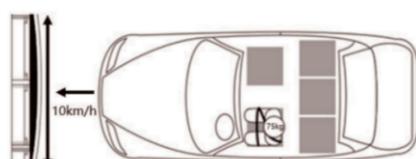


图3 车辆前端保险杠全宽动态示意图^[1]

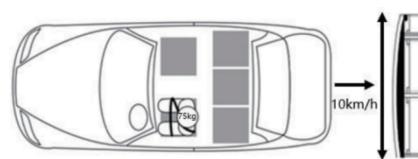


图4 车辆后端保险杠全宽动态示意图^[1]

1.1 评价维度

耐撞性与维修经济性从结构耐撞性、可维修性、维修经

济性和碰撞兼容性四个维度进行评价，总体评价分为优秀(G)、良好(A)、一般(M)、较差(P)四个等级。在各个工况中，如果车辆的气囊起爆，则整体评价直接降级为较差(P)^[1]。

1.2 开发策略

对于低速碰撞设计开发应从两个方面出发。

第一，易损配件应具有价格低、易更换的特点；易更换性要求前后防撞梁系统设计时尽量以螺接的方式连接。

第二，事故过程中结构件不允许有较大变形。要求设计时整车碰撞的能量尽量由易损件吸收，而防撞梁与吸能盒系统是该工况的主要吸能部件。因此，正向开发时必须保证吸能盒的吸能量。

1.3 目标分解

本文以具体车型为例，展示耐撞性与维修经济性的优化过程。

图 5 展示了设计初期低速碰撞四个维度的缺陷值评价。设计初期由于前纵梁与副车架截面力设计匹配不佳导致结构件产生较大塑性变形，后吸能盒长度不足导致后纵梁参与变形等原因，使总体评价为较差(P)。

| 结构耐撞性评价指标 | | | | |
|-------------------------------------|-------|-----------|------------|--------|
| | 优秀(G) | 良好(A) | 一般(M) | 较差(P) |
| 缺陷值/X | X≤2 | 2 < X ≤ 6 | 6 < X ≤ 10 | 10 < X |
| 注：评价为优秀(G)车型，结构件不能更换。若更换，直接降级为良好(A) | | | | |
| | | | | 较差(P) |

| 可维修性评价指标 | | | | |
|------------|-------|------------|-------------|--------|
| | 优秀(G) | 良好(A) | 一般(M) | 较差(P) |
| 缺陷值/X | X≤7 | 7 < X ≤ 11 | 11 < X ≤ 16 | 16 < X |
| 注：评价为良好(A) | | | | |
| | | | | 13.0 |

| 车辆维修经济性整体评价指标 | | | | |
|---------------|-------|-------------|-------------|--------|
| | 优秀(G) | 良好(A) | 一般(M) | 较差(P) |
| 缺陷值/X | X≤15 | 15 < X ≤ 25 | 25 < X ≤ 40 | 40 < X |
| 注：评价为一般(M) | | | | |
| | | | | 28.70 |

| 车辆结构碰撞兼容性评价 | | | | |
|-------------|-----------------|----------------|---------------|-----------------|
| | 前防撞横梁 | | 后防撞横梁 | |
| 静态尺寸 | 有效结合尺寸 ≥75mm | 有效高度 ≥100mm | 有效宽度 > 70% | 有效结合尺寸 ≥75mm |
| 达标与判定 | N | Y | Y | ≥100mm |
| 前/后静态尺寸评测 | 良好(A) | | 较差(P) | |
| 兼容性评价 | 一般(M) | | | |

| 结构耐撞性与维修经济性整体评价 | | | | |
|--------------------------|-------|-------|-------|-------|
| | 优秀(G) | 良好(A) | 一般(M) | 较差(P) |
| 整体评价为较差(P) | 结构耐撞性 | 0 | 2 | 8 |
| 可维修性 | 0 | 1 | 5 | 10 |
| 维修经济型 | 0 | 2 | 10 | 25 |
| 碰撞兼容性 | 0 | 1 | 2 | 4 |
| 整体评价级别 | ≤3 | ≤11 | ≤28 | > 28 |
| 注：碰撞中安全气囊起爆则整体评价直接将降级为较差 | | | | |

图 5 设计初期低速碰撞缺陷值评价表

前碰工况需要优化前纵梁与副车架的截面力值，后碰工况需要增加后吸能盒的吸能量。通过优化，结构耐撞性减少前后纵梁的 9 个缺陷值；可维修性减少副车架的 2 个缺陷值；维修经济性从 28.7 个缺陷值降低到 20 个缺陷值。最后优化后防撞梁的有效高度和有效宽度，使碰撞兼容性的评价从一般到良好。优化后的评价结果如图 6 所示，总体评价为良好 (A)。

| 结构耐撞性评价指标 | | | | |
|-------------------------------------|-------|-----------|------------|--------|
| | 优秀(G) | 良好(A) | 一般(M) | 较差(P) |
| 缺陷值/X | X≤2 | 2 < X ≤ 6 | 6 < X ≤ 10 | 10 < X |
| 注：评价为优秀(G)车型，结构件不能更换。若更换，直接降级为良好(A) | | | | |
| | | | | 3 |

| 可维修性评价指标 | | | | |
|------------|-------|------------|-------------|--------|
| | 优秀(G) | 良好(A) | 一般(M) | 较差(P) |
| 缺陷值/X | X≤7 | 7 < X ≤ 11 | 11 < X ≤ 16 | 16 < X |
| 注：评价为良好(A) | | | | |
| | | | | 11.0 |

| 车辆维修经济性整体评价指标 | | | | |
|---------------|-------|-------------|-------------|--------|
| | 优秀(G) | 良好(A) | 一般(M) | 较差(P) |
| 缺陷值/X | X≤15 | 15 < X ≤ 25 | 25 < X ≤ 40 | 40 < X |
| 注：评价为良好(A) | | | | |
| | | | | 20.0 |

| 车辆结构碰撞兼容性评价 | | | | |
|-------------|-----------------|----------------|---------------|-----------------|
| | 前防撞横梁 | | 后防撞横梁 | |
| 静态尺寸 | 有效结合尺寸 ≥75mm | 有效高度 ≥100mm | 有效宽度 > 70% | 有效结合尺寸 ≥75mm |
| 达标与判定 | N | Y | Y | N |
| 前/后静态尺寸评测 | 良好(A) | | 较差(P) | |
| 兼容性评价 | 良好(A) | | | |

| 结构耐撞性与维修经济性整体评价 | | | | |
|--------------------------|-------|-------|-------|-------|
| | 优秀(G) | 良好(A) | 一般(M) | 较差(P) |
| 整体评价为良好(A) | 结构耐撞性 | 0 | 2 | 8 |
| 可维修性 | 0 | 1 | 5 | 10 |
| 维修经济型 | 0 | 2 | 10 | 25 |
| 碰撞兼容性 | 0 | 1 | 2 | 4 |
| 整体评价级别 | ≤3 | ≤11 | ≤28 | > 28 |
| 注：碰撞中安全气囊起爆则整体评价直接将降级为较差 | | | | |

图 6 优化后低速碰撞缺陷值评价表

2 理论分析

2.1 前端低速结构碰撞理论分析

前端低速结构碰撞，测试车辆纵向中心线与刚性壁障固定表面相互垂直，测试车辆与刚性壁障横向重叠率为 40%，如图 1 所示。

设定测试车辆的试验质量为 m ，碰撞速度为 v_t ，主吸能盒的吸能占比为 φ_f ，根据前舱布置空间设定前主吸能盒的长度为 L_f ，主吸能盒的压溃率为 k_f 。则碰撞的初始动能为

$$E_1 = \frac{1}{2}mv_t^2 \quad (1)$$

速度为 0 时，主吸能盒的吸能量为

$$E_f = \varphi_f E_1 \quad (2)$$

则前主吸能盒的截面力为

$$F_f = \frac{E_f}{L_f k_f} \quad (3)$$

同理，可计算前副吸能盒的截面力。

2.2 后端低速结构碰撞理论分析

后端低速结构碰撞，测试车辆静止不动，移动壁障直线向前行驶撞击与移动壁障成 10°角的测试车辆，车辆后端区域与移动壁障的重叠率为 40%，如图 2 所示。

车辆在碰撞过程中设定台车质量为 M ，试验车试验质量为 m 。台车的初始速度为 v_t ，碰撞后共同速度为 v ，达到共同速度时，试验车吸能量为 E_r 。碰撞侧吸能盒吸能占车辆总吸能的比例为 φ_r 。根据空间布置，设定后吸能盒的长度为 L_r ，压溃率为 k_r 。则车辆碰撞时的初始动能为

$$E_2 = \frac{1}{2}Mv_t^2 \quad (4)$$

根据动量定理可得

$$Mv_r = (M+m)v \quad (5)$$

碰撞过程中根据能量守恒可得

$$\frac{1}{2}Mv_r^2 = \frac{1}{2}(M+m)v^2 + E_r \quad (6)$$

则后吸能盒的截面力为

$$F_r = \frac{\varphi_r E_r}{L_1 k_r} \quad (7)$$

3 高低速碰撞协同开发

在优化低速碰撞工况时，有些优化方案会影响高速工况的变形模式，需要多轮优化才能达标。因此，高低速碰撞协同开发在项目开发过程中具有重要意义。

高低速碰撞协同开发指的是高速碰撞设计优化过程中低速碰撞工况同步达标。图 7 所示为本文高低速碰撞协同开发的流程，其中， G_1 和 G_2 为等效双梯度波形^[3] 的加速度值。

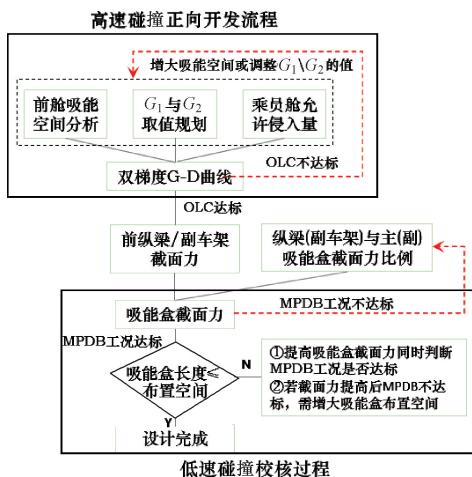


图 7 高低速碰撞协同开发流程

3.1 前舱吸能空间校核

正面 100% 刚性壁障试验中，影响假人伤害值的主要因素包括碰撞波形和约束系统两个方面^[2]。合理的加速度波形，可以降低约束系统的匹配难度，而加速度波形与前舱吸能空间密切相关。因此，整车开发前期必须进行前舱吸能空间的校核。本车型吸能空间如图 8 所示。

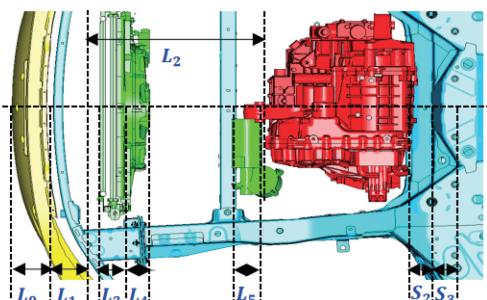


图 8 前舱吸能空间布置图

前舱吸能空间为

$$S = (L_1 - hk) + (L_2 - L_3 - L_4 - L_5) \varphi_1 + S_2 + S_3 \quad (8)$$

图 8 中， L_0 为前保险杠蒙皮到前防撞梁前端面的空间，

L_1 为前防撞梁弦高， L_2 为吸能盒前端面到前动力总成的距离， L_3 为冷凝器的厚度， L_4 为冷却风扇电动机厚度， L_5 为转向电动机直径， φ_1 为动力总成前的压溃比， S_2 为前动力总成后端面到前围板的空间， S_3 为乘员舱允许侵入的空间， h 为防撞梁的厚度， k 为防撞梁在碰撞过程中的压溃比。

3.2 等效双梯度曲线规划

将整车碰撞波形简化为等效双梯度波形，在设计前期可以有效方便地研究不同波形对乘员伤害的影响^[3]。根据前舱空间布置，可确定等效双梯度曲线，如图 9 所示。

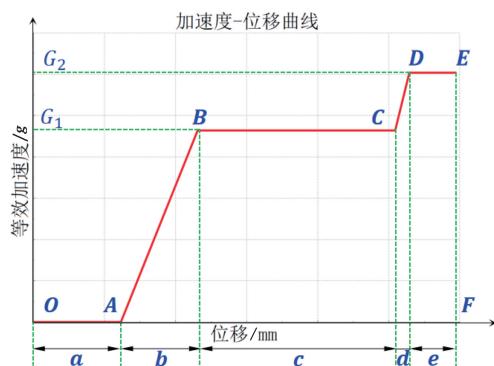


图 9 等效双梯度曲线示意图

图 9 中 $a=L_0$, $b=(L_1-hk)$, $c=(L_2-L_3-L_4-L_5)\varphi_1$, d 为前动力总成翻转空间（一般取 10~20mm）, $e=S_2+S_3$ 。设双梯度曲线与横坐标围成的面积为 S_0 ，则

$$S_0 = \frac{1}{2}(2c+b)G_1 + \frac{1}{2}d(G_1+G_2) + eG_2 \quad (9)$$

设该工况的能量密度为 E_i ，则

$$E_i = \frac{1}{2}v_0^2 \quad (10)$$

根据式 (9) 和式 (10) 相等的关系可得

$$(2c+b+d)G_1 + (2e+d)G_2 = 7.865v_0^2 \quad (11)$$

本文设定乘员舱最大允许侵入量 S_3 为 40mm，代入前舱具体数值后可得

$$0.032G_1 + 0.0072G_2 = 1 \quad (12)$$

为了确保合理的纵梁变形模式以及不同 G_1 和 G_2 梯度比对乘员胸部伤害值的影响，设定 G_1 和 G_2 梯度比的上下限 k_1 和 k_2 ，式 (13) 的关系曲线如图 10 所示^[4]。

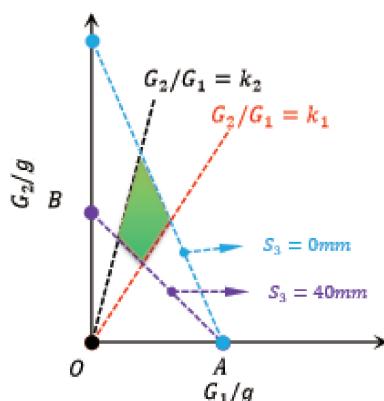


图 10 车身减速度匹配图

本文设定 G_2/G_1 的梯度比为 1.3，则根据式（12）可得

$$\begin{cases} G_1 = 24.2g \\ G_2 = 31.5g \end{cases} \quad (13)$$

根据双梯度曲线可求解对应的 OLC 值，为 30.6g，满足高速碰撞要求。

3.3 传力路径及传力比例规划

正面碰撞工况中，一般有上边梁、纵梁和副车架三条传力路径。在正面 100% 刚性壁障工况，根据正向设计规划传力占比为 5% : 60% : 35%^[4]（不同车型可按不同比例规划），如图 11 所示。因此，在 G_1 区间，纵梁的贡献量为 60%，副车架贡献量为 35%。

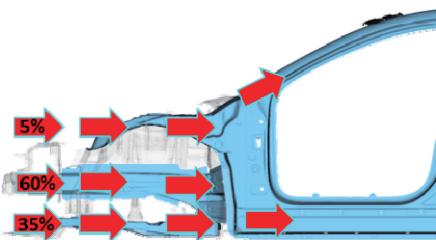


图 11 正碰传力路径及力值比规划

根据传力占比可得单边纵梁和副车架的截面力 F_1 和 F_2 。

$$\begin{cases} F_1 = 0.6mG_1/2 \\ F_2 = 0.35mG_1/2 \end{cases} \quad (14)$$

式中， m 为高速碰撞试验车试验质量，前碰工况试验车试验质量为 2.36t，代入上式可得

$$\begin{cases} F_1 = 168kN \\ F_2 = 98kN \end{cases} \quad (15)$$

设定纵梁与主吸能盒、副车架与副吸能盒截面力值分别为 $k_3=2.5$ 、 $k_4=1.5$ ，则可根据式（16）求出主副吸能盒的截面力 F_3 和 F_4 。

$$\begin{cases} F_3 = F_1/k_3 = 67kN \\ F_4 = F_2/k_4 = 65kN \end{cases} \quad (16)$$

3.4 吸能盒截面力 MPDB 工况校核

根据等效双梯度曲线得到的吸能盒截面力需要 MPDB 工况的校核，因为吸能盒截面力过大将增加壁障击穿的风险。法规定义，壁障穿透深度达到 630mm 的面积大于 $40mm \times 60mm$ 时定义为“触底”。如图 12 所示，壁障分为前、中、后三段，不同侵入深度对应的应力值不同，630mm 处壁障应力值 p 为 0.861MPa。

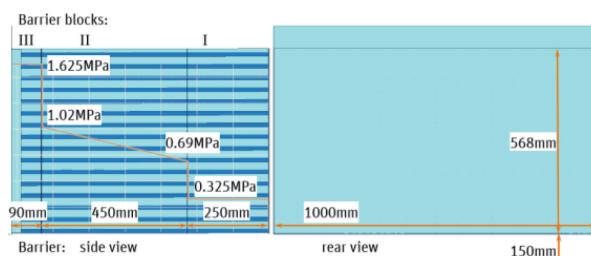


图 12 MPDB 壁障尺寸及应力值示图

如图 13 所示，重叠面积计算方法：提取吸能盒的截面力，读取吸能盒截面力峰值时刻，测量该时刻壁障的压溃面积 A 。

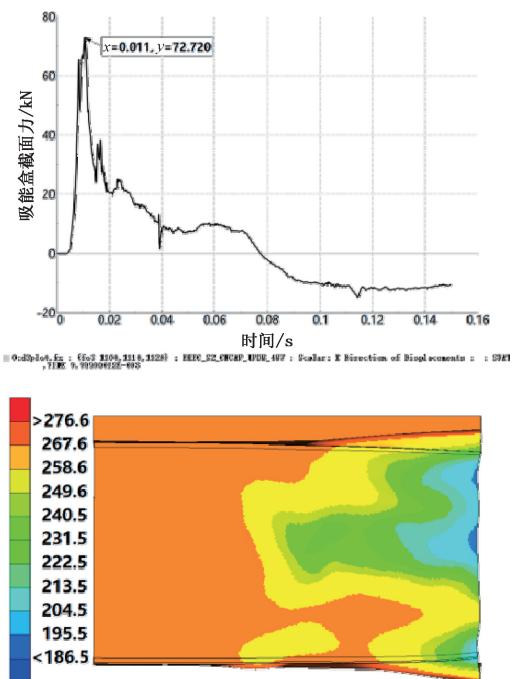


图 13 MPDB 壁障重叠面积计算方法

吸能盒力值达到峰值时击穿壁障的风险最高，壁障与车辆的重叠面积 A 需要取该时刻的值，同时，击穿往往在吸能盒区域，设定吸能盒区域的贡献量为 λ ，则吸能盒击穿壁障的峰值力即

$$F_{\max} = p\lambda A \quad (17)$$

若设计的吸能盒截面力峰值高于该值，则 MPDB 工况存在击穿的风险，需要弱化吸能盒。

3.5 低速碰撞能量分析及吸能盒长度校核

在低速结构碰撞工况中，碰撞能量主要由前后保险杠系统、防撞梁及吸能盒吸收。为了降低维修费用，要求结构件不允许有较大变形。

设定低速结构碰撞速度为 v_1 （此处为 16km/h），低速碰撞试验车质量为 $M=1.961t$ ，主副吸能盒吸能占比分别为 $\alpha=28\%$ 、 $\beta=15\%$ ，吸能盒的压溃率分别为 $\gamma_1=55\%$ 、 $\gamma_2=55\%$ ，则根据功能关系，可知主副吸能盒的长度 d_1 、 d_2 为

$$\begin{cases} d_1 = \frac{0.5Mv_1^2\alpha}{F_3\gamma_1} = 147mm \\ d_2 = \frac{0.5Mv_1^2\beta}{F_4\gamma_2} = 137mm \end{cases} \quad (18)$$

最后，根据吸能盒长度确定是否满足布置空间。若吸能盒长度 \leq 布置空间，则满足要求。本文车型主吸能盒的布置空间为 206mm，副吸能盒的布置空间为 170mm，布置空间均满足主副吸能盒的长度需求。

若吸能盒长度 $>$ 布置空间，则需要优化吸能盒截面力，根据图 9 和图 10 校核 G_1 、 G_2 、OLC 和 S_3 。

4 仿真分析及优化

本文对前后低速结构碰撞进行仿真分析，结合高低速碰撞协同开发流程，验证理论推导对仿真优化的指导意义。

4.1 低速碰撞仿真建模

本文所述建模流程为，将 3D 数据通过有限元方法，使整车离散化，搭建有限元整车仿真模型，生成 K 文件，导入 LS-DYNA 进行碰撞仿真求解。

首先进行网格处理。见表 1 和图 14。处理网格的时候需要保证网格正交性，同时，网格常规检查项目，如 aspect ratio、warpage、jacobian 等需要满足。

表 1 仿真模型网格标准

| 网格质量检查项目 | 标准 |
|-----------------------|-----|
| aspect ratio | 5 |
| warpage | 10 |
| angle quad/pentas max | 130 |
| angle quad/pentas min | 40 |
| angle tria/hexas max | 120 |
| angle tria/hexas min | 30 |
| skew | 60 |
| jacobian | 0.6 |

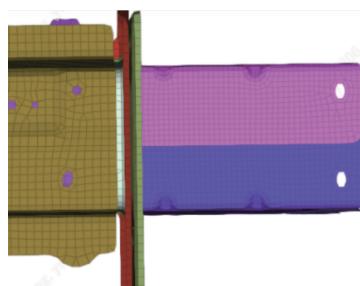


图 14 仿真模型网格建模

网格建模完成后进行模型连接。如图 15 所示，吸能盒与安装端板焊缝采用 Beam 单元建模，可充分模拟缝焊连接。如图 16 所示，上下吸能盒本体焊点采用六面体 solid 实体建模，模拟点焊连接。如图 17 所示，安装法兰盘与前纵梁连接板连接螺栓采用 Solid 实体网格；且采用 beam 单元附着于接触面以及钣金接触区域，避免刃边接触不良。然后完成整车模型连接。

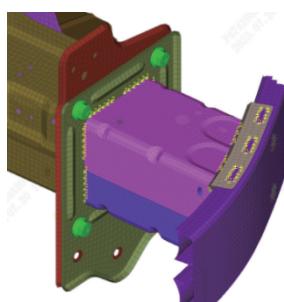


图 15 吸能盒与法兰盘焊缝模拟

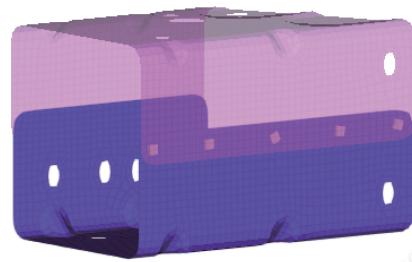


图 16 吸能盒本体焊点模拟

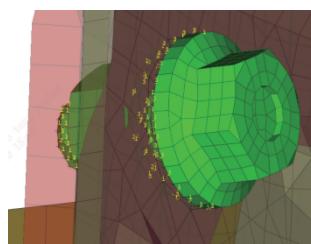


图 17 安装法兰盘与前纵梁连接板螺栓模拟

最后，给模型中零部件赋材料卡片，加入壁障等边界条件，提交 LS-DYNA 服务器求解计算，再对计算结果进行解析。

4.2 前端低速碰撞仿真

低速结构碰撞要求吸能盒后的结构件最大变形量 $\leq 3\text{mm}$ 合理的变形模式为碰撞过程中主副吸能盒充分变形吸能，吸能盒后的结构件变形量控制在 3mm 以内或者不参与变形。因此，纵梁与吸能盒的截面力应有一定的梯度比来保证变形模式。图 18、图 19 和图 20 为前端低速结构碰撞设计初期模型仿真结果。

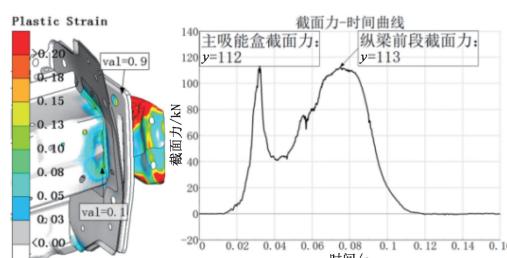


图 18 设计初期前纵梁与主吸能盒仿真结果

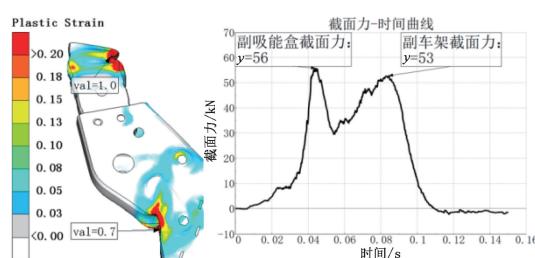


图 19 设计初期副车架与副吸能盒仿真结果

从初版仿真结果可知，纵梁与主吸能盒截面力接近，副车架与副吸能盒截面力接近，导致吸能盒刚变形时，纵梁前

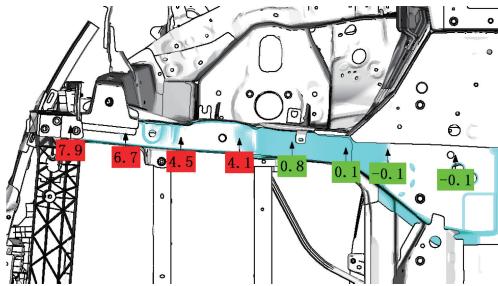


图 20 设计初期碰撞侧前纵梁测量点位移

端及副车架本体就产生较大塑性变形，纵梁前 4 个测量点位移超标。

为了解决以上问题，提出优化方案，如图 21 所示。

1) 在纵梁前端内板内侧增加材料为 B340/590DP，厚度为 1.6mm 的加强板。

2) 在副车架前端增加材料为 SAPH440，厚度为 3mm 的加强板。

3) 副吸能盒厚度由 2.0mm 更改为 1.6mm。

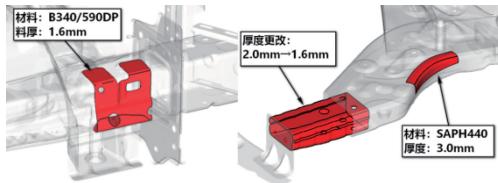


图 21 前纵梁及副车架优化方案

通过优化，从图 22~图 24 可知，纵梁传力路径截面力值与副车架传力路径截面力值梯度比较好。纵梁考察点位移量均 ≤ 3 mm，纵梁前端与副车架本体无较大塑性应变。

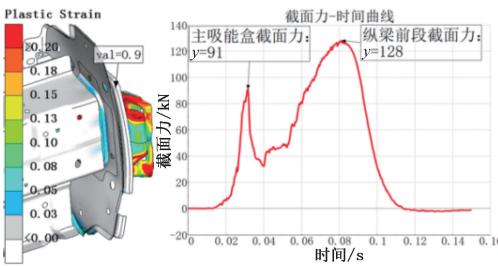


图 22 优化后前纵梁与主吸能盒仿真结果

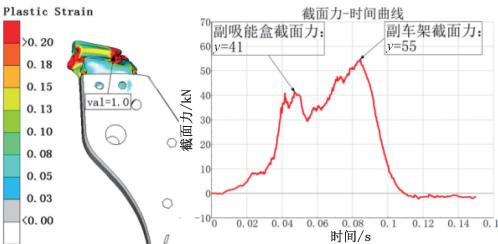


图 23 优化后副车架与副吸能盒仿真结果

4.3 后端低速碰撞仿真

后端低速结构碰撞除了要求纵梁 X 向位移，同时需考察 Y 向及 Z 向位移量，因为 Y 向与 Z 向位移过大容易造成

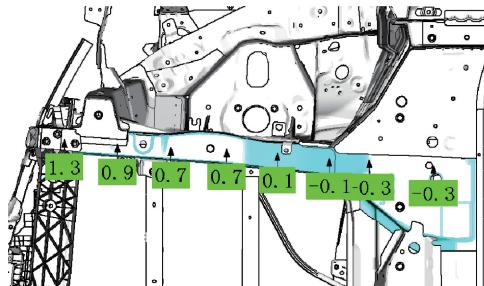


图 24 优化后碰撞侧纵梁测量点位移

后地板褶皱和影响后尾门的间隙。

后碰工况试验车试验质量为 2.3 t，根据式 (4)、式 (5)、式 (6) 可得试验车吸能量为

$$E_r = \frac{1}{2} M v_r^2 - \frac{1}{2} (M+m) v^2 = 8.61 \text{ kJ} \quad (19)$$

根据布置空间，吸能盒长度最长可以做到 100mm，规划吸能盒吸能占比 φ_r 为 0.8，吸能盒压溃率 k_r 为 0.6，由式 (7) 可得相应吸能盒截面力值为

$$F_r = \frac{\varphi_r E_r}{L_r k_r} = 115 \text{ kN} \quad (20)$$

设计初期后吸能盒长度为 62mm，吸能不足，同时后吸能盒截面力与后纵梁截面力接近，导致后纵梁第一个考察点位移量超标，如图 25、图 26 所示。

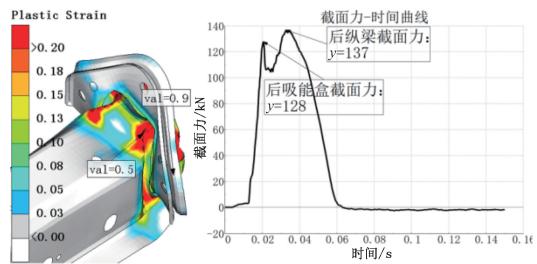


图 25 设计初期后纵梁与后吸能盒仿真结果

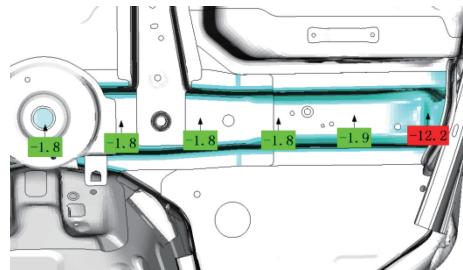


图 26 设计初期碰撞侧后纵梁测量点位移

优化方案：吸能盒长度增加到 100mm，纵梁后端内增加材料为 B420/780DP，厚度为 1.2mm 的加强板，如图 27 所示。

通过对前后纵梁、前副车架及后吸能盒的优化，同时对后防撞梁进行碰撞兼容性的优化，耐撞性与维修经济性指数总体评价从较差 (P) 改善到良好 (A)，如图 29 所示。

经过对前后纵梁、前副车架及后吸能盒的优化，同时对后防撞梁进行碰撞兼容性的优化，耐撞性与维修经济性指数总体评价从较差 (P) 改善到良好 (A)，如图 29 所示。

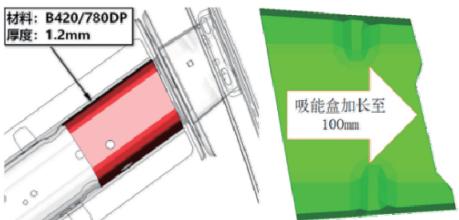


图 27 后纵梁及后吸能盒优化方案

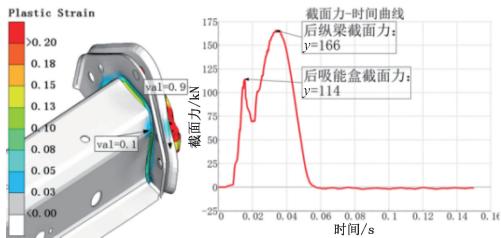


图 28 优化后后纵梁及其截面力

| 结构耐撞性缺陷值优化及评价 | | | | | |
|---------------|-------|------------------|------|-------|-------|
| 缺陷值X | 评级 | 缺陷值减少项 | | 缺陷值 | |
| | | 初版模型 | 优化方案 | 初版模型 | 优化方案 |
| X≤2 | 优秀(G) | | | | |
| 2<X≤6 | 良好(A) | 1. 前后纵梁变形量缺陷值: 6 | | 12 | 3 |
| 6<X≤10 | 一般(M) | 2. 前纵梁校正缺陷值: 2 | | 较差(P) | 良好(A) |
| 10<X | 较差(P) | 3. 后地板褶皱缺陷值: 1 | | | |

| 可维修性缺陷值优化及评价 | | | | | |
|--------------|-------|-----------------|------|-------|-------|
| 缺陷值X | 评级 | 缺陷值减少项 | | 缺陷值 | |
| | | 初版模型 | 优化方案 | 初版模型 | 优化方案 |
| X≤7 | 优秀(G) | | | | |
| 7<X≤11 | 良好(A) | 前副车架和行驶系统缺陷值: 2 | | 13 | 11 |
| 11<X≤16 | 一般(M) | | | 一般(M) | 良好(A) |
| 16<X | 较差(P) | | | | |

| 维修经济性缺陷值优化及评价 | | | | | |
|---------------|-------|-----------------------------|------|-------|-------|
| 缺陷值X | 评级 | 缺陷值减少项 | | 缺陷值 | |
| | | 初版模型 | 优化方案 | 初版模型 | 优化方案 |
| X≤15 | 优秀(G) | 1. 前部维修经济性合成缺陷值 由32减少到21 | | 28.7 | 20 |
| 15<X≤25 | 良好(A) | 2. 后部维修经济性合成缺陷值 由22减少到18 | | 一般(M) | 良好(A) |
| 25<X≤40 | 一般(M) | | | | |
| 40<X | 较差(P) | | | | |

| 整体缺陷值及兼容性评价 | | | | | |
|-------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 静态尺寸 | | 动态碰撞 | | 碰撞兼容性 | |
| 评价维度 | 优秀(O) | 良好(A) | 一般(M) | 较差(P) | 评价 |
| 结构耐撞性 | 0 | 2 | 8 | 16 | 较差(P) |
| 可维修性 | 0 | 1 | 5 | 10 | 一般(M) |
| 维修经济型 | 0 | 2 | 10 | 25 | 一般(M) |
| 碰撞兼容性 | 0 | 1 | 2 | 4 | 一般(M) |
| 整体评价级别 | ≤3 | ≤11 | ≤28 | >28 | 较差(P) |

图 29 优化后各维度缺陷值及总体评价

5 试验验证

5.1 前端低速结构碰撞

设计初期模型经过试验验证，纵梁前端及副车架本体出现较大变形，其中前纵梁需要校正，副车架需要更换，维修经济性整体评价为较差（P），试验结果如图 30 所示。



图 30 设计初期模型纵梁及副车架试验结果

如图 21 所示，通过对纵梁前端、副吸能盒及副车架本体的优化，试验验证纵梁及副车架均无较大变形，考察点位

移均达标，前端低速结构碰撞工况中结构耐撞性缺陷值减少 6 个，可维修性缺陷值减少 2 个，同时可以用较少维修工时与维修费用，降低维修经济性的缺陷值，优化后试验结果如图 31 所示。



图 31 优化后纵梁及副车架试验结果

如图 32 和图 33 所示，优化后的前纵梁试验变形与仿真结果较为相似，变形量均较小。前吸能盒试验与仿真均充分压溃。

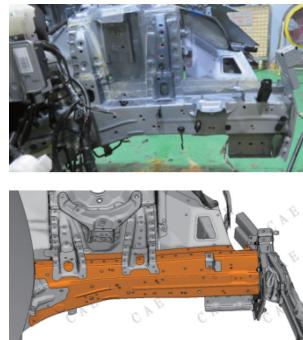


图 32 前纵梁变形试验与仿真对比

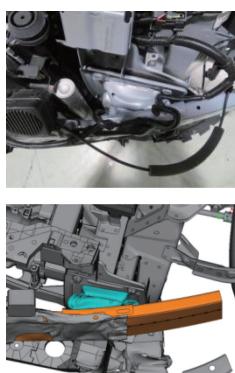


图 33 前吸能盒变形试验与仿真对比

5.2 后端低速结构碰撞

后端低速碰撞工况设计初期模型由于吸能盒长度不足导致纵梁参与变形，后纵梁后端出现塑性变形，同时，地板出现褶皱现象，后纵梁及后地板均需要进行校正，设计初期数据试验结果如图 34 所示。

如图 27 所示，经过对后吸能盒的加长与后纵梁的加强，吸能盒的吸能量增加，后纵梁无较大变形，同时，地板也无褶皱变形，后端低速结构碰撞工况中结构耐撞性缺陷值减少 3 个，试验结果如图 35 所示。

如图 36 和图 37 所示，优化后的后纵梁试验变形与仿真结果较为相似，变形量均较小。后吸能盒试验与仿真均充分压溃。

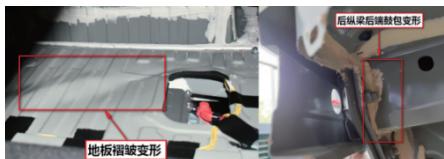


图 34 设计初期后地板及后纵梁试验结果



图 35 优化后后地板及后纵梁试验结果

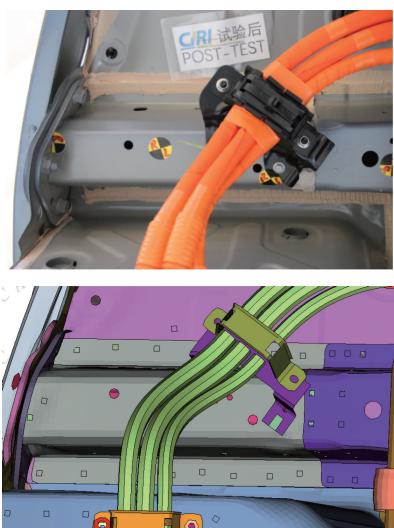


图 36 后纵梁变形试验与仿真对比



图 37 后吸能盒变形试验与仿真对比

6 参数化设计

正面 100% 刚性壁障工况中碰撞速度为固定值，因此，碰撞的能量密度为固定参数，前舱空间尺寸根据设计数据作为输入参数。不同车型传力路径与各路径传力占比也有所差异，因此，将 G_2/G_1 的比值与各路径传力占比等作为可迭代参数。最终，根据输出参数中的吸能盒长度是否满足布置空间作为判定条件。图 38 所示为本文低速碰参数化设计图。

| 固定参数 | | | |
|------|---|--|-------|
| 序号 | 名称 | 字母代号 | 数值 |
| 1 | 高速碰撞碰撞速度/(km/h) | v_0 | 51 |
| 2 | 低速碰撞碰撞速度/(km/h) | v_1 | 16 |
| 3 | 碰撞能量密度/(m ² /s ²) | E_i | 100.3 |
| 输入参数 | | | |
| 序号 | 名称 | 字母代号 | 数值 |
| 1 | 蒙皮到防撞梁距离/mm | a/L_0 | 123 |
| 2 | 防撞梁前端面到吸能盒前距离/mm | L_1 | 115 |
| 3 | 防撞梁的厚度/mm | h | 28 |
| 4 | 吸能盒到动力总成前距离/mm | L_2 | 516 |
| 5 | 冷凝器的厚度/mm | L_3 | 46 |
| 6 | 冷却风扇电动机厚度/mm | L_4 | 84 |
| 7 | 转向电动机厚度/mm | L_5 | 91 |
| 8 | 前动总后端面到前围板的距离/mm | S_2 | 26 |
| 9 | 乘员舱允许侵入空间/mm | S_3 | 40 |
| 10 | 防撞梁弦高空间/mm | $b = L_1 - h k$ | 108 |
| 11 | 吸能盒到前动力总成前的吸能空间/mm | $c = \varphi_1(L_2 - L_3 - L_4 - L_5)$ | 266 |
| 12 | 前动力总成翻转空间/mm | d | 15 |
| 13 | 前动力总成到前围板及乘员舱侵入/mm | $e = S_2 + S_3$ | 66 |
| 14 | 主吸能盒布置空间/mm | d_3 | 206 |
| 15 | 副吸能盒布置空间/mm | d_4 | 170 |
| 16 | 高速碰撞试验车试验质量/kg | m | 2360 |
| 17 | 低速碰撞试验车试验质量/kg | M | 1961 |
| 迭代参数 | | | |
| 序号 | 名称 | 字母代号 | 数值 |
| 1 | 防撞梁压缩比 | k | 0.25 |
| 2 | L_2 的压溃比 | φ_1 | 0.90 |
| 3 | G_2/G_1 的比值 | λ_1 | 1.30 |
| 4 | 纵梁传力占比 | λ_2 | 0.60 |
| 5 | 副车架传力占比 | λ_3 | 0.35 |
| 6 | 纵梁与主吸能盒力值比 | k_3 | 2.50 |
| 7 | 副车架与副吸能盒力值比 | k_4 | 1.50 |
| 8 | 低速工况中主吸能盒吸能占比 | α | 0.28 |
| 9 | 低速工况中副吸能盒吸能占比 | β | 0.15 |
| 10 | 主吸能盒的压溃率 | γ_1 | 0.55 |
| 11 | 副吸能盒的压溃率 | γ_2 | 0.55 |
| 输出参数 | | | |
| 序号 | 名称 | 字母代号 | 数值 |
| 1 | 等效双梯度加速度/g | G_1 | 24.2 |
| 2 | | G_2 | 31.5 |
| 3 | Olc/g | olc | 30.6 |
| 4 | 纵梁截面力/kN | F_1 | 168 |
| 5 | 副车架截面力/kN | F_2 | 98 |
| 6 | 主吸能盒截面力/kN | F_3 | 67 |
| 7 | 副吸能盒截面力/kN | F_4 | 65 |
| 8 | 主吸能盒长度/mm | d_1 | 147 |
| 9 | 副吸能盒长度/mm | d_2 | 121 |
| 判定条件 | | | |
| 11 | 若吸能盒长度≤布置空间则满足要求 | | 满足条件 |
| 12 | 若吸能盒长度>布置空间，则不满足要求 需提高吸能盒截面力或者调整传力路径上的力值占比 | | |

图 38 低速碰参数化设计图

7 结论

本文通过对耐撞性与维修经济性工况进行开发策略的研究，以实际车型为例，从四个评价维度出发进行目标分解，从理论分析到仿真优化，使该车型耐撞性与维修经济性总体评价从较差（P）到良好（A），同时满足高速碰撞性能要求。最后，通过试验验证高低速碰撞协同开发流程的合理性与优化方案的有效性。本文建立了低速碰撞参数化设计模型，对后续车型开发具有重要的参考价值。

参 考 文 献

- [1] 中国汽车工程研究院股份有限公司, 中保研汽车技术研究院有限公司. 中国保险汽车安全指数规程 (2020 版) [Z]. 2020.
- [2] MARK S. Effect of Frontal Crash Pulse Variations on

- Occupant Injuries [C]//18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles. [S. l. : s. n.], 2003.
- [3] 朱航彬, 刘学军. 正面碰撞波形对乘员伤害值的影响 [J]. 汽车工程, 2008, 30 (11): 964-968.
- [4] 魏海章, 张风利, KONG L F, 等. 某纯电动乘用车平台碰撞安全正向开发 [C]//2022 中国汽车工程学会年会论文集. 北京: 机械工业出版社, 2022: 1740-1751.