

Condition of optimization strategy of body crash worthiness about 25% small overlap collision

Sun Lepeng¹, Shi Aimin^{1,2}, Zhang Junjie², He Enze¹

¹China Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd., Chongqing 401122;

² State Key Laboratory of Automobile Noise, Vibration and Safety Technology, Chongqing 401122;

Email: sunlepeng@caeri.com.cn

Abstract: It can be seen from accident data that safety development of small offset collision conditions should be emphasized. For passive safety development under small bias conditions, Based on my own experience in developing multiple vehicle models, I have summarized the simulation analysis points for small overlap collision conditions and formed a research strategy and modeling method for small overlap collision conditions. The strategies are as follows: 1. Collapse energy absorption: design an appropriate force transmission path to absorb the collision energy in stages; Two, collapse slip type: increase deflection at the front end of the body or enhance the lap with the front rail of the body, guide the vehicle X to collapse in the Y direction can have A certain slip, until A column can pass the barrier. Due to the significant impact of spots failure and chassis ball joint hinge failure on the collision results, new requirements have been put forward for modeling the spots and hinge connections of the chassis. This article proposes a modeling method for spots force failure and hinge failure for reference. In the early stages of vehicle safety performance development, it is necessary to set up a development strategy for structure of the body and chassis. The structural design of the body and chassis needs to match the development strategy. This method strategy is applicable in both the preliminary general layout planning and detailed design stages.

Keywords: 25% small overlap collision, Cross section force analysis, Structure optimization

小偏置工况的车身耐撞性优化策略探讨

孙乐鹏¹, 史爱民^{1,2}, 张俊杰¹, 何恩泽¹

¹ 中国汽车工程研究院股份有限公司, 重庆, 中国, 401122;

² 汽车噪声振动与安全技术国家重点实验室, 重庆中国, 401122;

Email: sunlepeng@caeri.com.cn

摘要: 随着汽车保险安全指数的推广和社会对车辆安全的要求的提高, 小偏置碰撞工况的安全开发在车辆被动安全性能开发中也日渐重要。针对小偏置工况的被动安全开发, 笔者结合自己多款车型的开发经验, 梳理出小偏置碰撞工况的仿真分析要点, 形成针对小偏置碰撞工况的研究策略及建模方法。策略如下: 一、溃缩吸能式: 设计合适的传力路径, 对碰撞能量进行分阶吸收; 二、溃缩滑移式: 在车身上增加偏转或是增强与车身上纵梁搭接, 引导整车 X 向压溃在 Y 向能有一定的滑移, 直至 A 立柱能够与壁障滑移。由于焊点失效和底盘球头铰链的失效对碰撞结果影响较大, 因而对车身焊点、底盘的铰链连接建模也提出新的要求, 本文分别提出一种焊点力失效和铰链失效的建模方法供参考。在车辆安全性能开发初期就需要设定好开发策略, 车身、底盘的结构设计需要和开发策略相匹配, 该方法策略在前期总布置规划及详细设计阶段均适用。

关键词: 小偏置碰撞工况, 截面力分析, 结构优化

1 引言

现代生活中, 汽车作为交通工具已经普及而且数量不断增多, 车辆的安全性也是消费者重点关注的。经不完全统计事故统计分析, 重叠率小于 25% 的正面碰撞发生率较高, 占比 24.4%^[1]。因此针对该工况的被动安全设计是守护车内乘员的最后一道防线是非常重要的。

本文主要探讨小偏置工况中安全设计中的策略及仿真模型重点影响因素的建模方法和两种设计策略,对于汽车安全性能开发具有一定的指导和参考意义。

2 小偏置工况介绍

早在 2012 年,美国公路安全保险协会 (IIHS) 发布小偏置 25%重叠以 64km/h 正面碰撞 R150mm 刚性墙测试车辆的性能规程第一版,根据三类结果加权进行评级:约束和假人运动学、假人伤害测量和车辆结构性能^{[1][2]}。工况来源主要是模拟现实事故中的车撞树、柱、隔离带,车-车斜角对撞,车-车迎面对撞;壁障的形状在文献^[2]中也有讲到,其速度 64km/h 则是来自于事故发生的速度分布统计。在 1964 年美国联邦高速公路管理局的研究员大卫·所罗门提出的“所罗门 U 型曲线”,他统计了近 1 万人有事故记录的驾驶人以及 2.9 万人无事故记录的驾驶人,得出不同速度下对应车祸数的模型,从曲线中我们可以看到车速在 62mph (约 100km/h) 时汽车发生交通事故率反而最低,而在车速在 60km/h 附近,汽车发生事故率较大。而且其研究表出相对车速差是引起交通事故的主要原因,而不是绝对车速。这也是正面刚性壁障碰撞速度当初为何定在 50km/h 的原因^[3]。起初只是测试车辆左侧 (即驾驶员侧),IIHS 后续经过研究后几次改版^[4]。2016 年,C-IASI 借鉴 IIHS 25%偏置碰撞工况并作为国内法规中的一项重要工况,后续发展为驾驶员和乘员两侧都进行测试,但是车身结构侵入量的评价仍保持不变,仍然是分乘员舱上下部两个区域进行评估,乘员舱下部包括 A 柱下铰链、左侧搁脚板、左侧足板、制动踏板、驻车制动踏板和门槛;乘员舱上部包括转向管柱、A 柱上铰链、上仪表板和左下方仪表板。

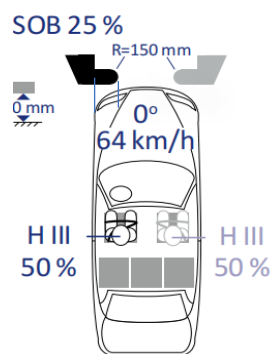


Figure 1. Diagram of Small Bias Operating Conditions

图 1. 小偏置工况图解

2.1 碰撞特征

25%小偏置碰撞主要特征如下:

- 主要碰撞力施加在车辆纵梁外侧的碰撞,轮胎与门槛及 A 立柱碰撞姿态与底盘失效密切相关。
- 对相关事故的深入分析表明,这类事故在乘客严重受伤的正面事故中占很大比例。
- 乘室入侵是导致损伤的主要因素,入侵的程度与损伤严重程度之间有很强的相关性。
- 当车辆 A 柱前端的与壁障碰撞时,车辆会出现较大旋转,且 A 立柱常常会有炸开撕裂现象。
- 激烈碰撞过程中底盘铰链失效与轮胎失效,车身焊点失效和钣金撕裂较多,且相关性很强。

2.2 优化难点分析

针对小偏置以上碰撞特点,碰撞速度高能量大,且纵梁一般不参与溃缩吸能,直接与壁障接触的 shotgun,塔包,纵梁与 A 立柱及门槛的结构设计是难点。同时,底盘零部件的失效,车身焊点及钣金撕裂,都给车身设计带来不小的挑战,而在仿真分析中对零部件失效的模拟也是其难点。

3 小偏置碰撞工况下常见失效模拟方法

本文主要介绍一种焊点失效建模与底盘关键铰链失效建模方法,仅供建议与参考。

3.1 焊点失效

车身的主要连接方式是焊接、铆接、螺接和胶接。传统钢材车身焊接占比 90%以上。车身碰撞中合格焊点失效行为的主要方式是焊点热影响区材料沿焊核周围整圈或部分撕裂而焊核保持完整。原因是对于一般的低合金钢板，在焊核区和热影响区，由于热循环和压力的作用，显微组织与原来的板材有了很大的变化即焊核区的材料强度大大提高，热影响区的性能下降。在小偏置碰撞仿真中，车身设置焊点失效和不设置焊点失效侵入量结果相差很大，本文介绍的建模方式是 196 号 beam 单元进行模拟，会根据焊点连接板材的材料屈服强度和厚度设置不同失效特性 beam，beam 两端点与板材进行 TIE 接触。

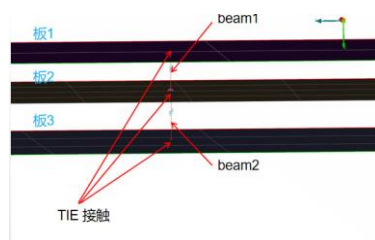


Figure 2. Schematic diagram of solder joint modeling

图 2. 焊点建模示意图

如图 2 所示，三层焊若板 1 和板 3 的材料及厚度是不同的，则 beam1 和 beam2 的属性和失效特性应该是不同的。这根据常理分析及焊点轴向和剪切拉伸试验结果来看，同一个焊点位置，由于材料强度及厚度差异，不同层级的抗拉和抗剪力也是不一样的。

3.1.1 参数的选取

我们会根据经验汇总成一个失效焊点材料库，然后根据不同材料强度及厚度，分别赋予不同类型的 BEAM。以其中一种为例，见表 1。

当卡片定义好后，失效焊点的失效模式就确定了。失效特性曲线及参数设置应当根据工艺不同而有所调整，并不是完全一致的。

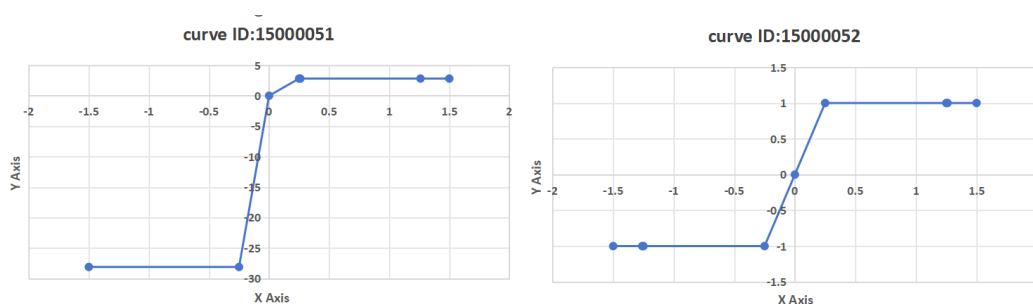


Figure 4. Shear failure force curve of a solder joint beam

图 4. 一种焊点 beam 剪切失效力曲线

3.2 底盘失效

在小偏置碰撞试验过程中，撞击侧的底盘摆臂和轮胎也是重要受力部件，由于壁障的猛烈撞击往往会发生轮胎脱落，而约束轮胎的摆臂及相关球头铰链就是影响轮胎脱落姿态的重要因素。在整车小偏置碰撞安全性能开发过程中，车轮作为主要承载构件，其与底盘连接铰链是否失效将影响车轮受力大小和变形模式，准确预测车轮铰链失效是碰撞安全性能前期开发的重要难点。针对该难点，张健等提出轮胎在碰撞中发挥重要作用，铰链连接是关键点，通过拉伸，拔脱等试验获取车轮与底盘连接的铰链失效力并加以应用^[5,6]。

Table 1. A type of solder joint beam attribute card

表 1. 一种焊点 beam 属性卡片

name	spotweld tension property: Sy>0.45 T=1.0				
MID	RO				
15000026	7.83E-06				
DOF_1	TYPE_1	K_1	D_1	CDF_1	TDF_1
1	0	1	0	1.25	1.25
FLCID_1	HLCID_1	C1_1	C2_1	DLE_1	GLCID_1
15000051	0	0	0	1	0
DOF_2	TYPE_2	K_2	D_2	CDF_2	TDF_2
2	0	1.5	0	1.25	2.25
FLCID_2	HLCID_2	C1_2	C2_2	DLE_2	GLCID_2
15000052	0	0	0	1	0
DOF_3	TYPE_3	K_3	D_3	CDF_3	TDF_3
3	0	1.5	0	1.25	1.25
FLCID_3	HLCID_3	C1_3	C2_3	DLE_3	GLCID_3
15000052	0	0	0	1	0
DOF_4	TYPE_4	K_4	D_4	CDF_4	TDF_4
4	0	5000	0	0	0
FLCID_4	HLCID_4	C1_4	C2_4	DLE_4	GLCID_4
0	0	0	0	1	0
DOF_5	TYPE_5	K_5	D_5	CDF_5	TDF_5
5	0	5000	0	0	0
FLCID_5	HLCID_5	C1_5	C2_5	DLE_5	GLCID_5
0	0	0	0	1	0
DOF_6	TYPE_6	K_6	D_6	CDF_6	TDF_6
6	0	5000	0	0	0
FLCID_6	HLCID_6	C1_6	C2_6	DLE_6	GLCID_6
0	0	0	0	1	0

3.2.1 底盘铰链失效试验

基于底盘球头铰链的受力特性，参考球头销台架试验标准，我们对底盘铰链失效试验设计为 4 种静态加载方式：正向拔脱（Z 向），侧向压脱（切向，如图 5），横向剪脱（Y 向），反向压脱（负 Z 向）。通过特定的试验夹具对球头外销进行固定，然后对连接球头部分的销杆施加逐渐增大的测试力，并记录载荷和位移，得到载荷与位移曲线。

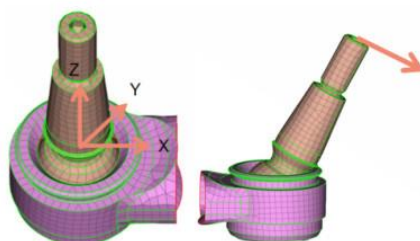


Figure 5. Chassis hinge test

图 5. 底盘铰链试验

3.3 底盘铰链失效建模

从目前整车小偏置碰撞测试结果来看，汽车底盘的球头铰链通常都是球头从球座中轴向拔出或横向剪出。由于用实体建模像实物一样依靠摩擦和接触进行约束球头运动，依靠材料本身的弹塑性变形及失效特性建立球铰仿真模型困难较大。一是材料比较难以获得性能曲线，二是球形界面接触需要较小的网格尺寸才能比较光滑，但是接触力输出也是波动性很大。我们建模采用 Lsdyna 中球铰关键字 SPHERICAL 对应的失效卡片设定 NRR,NRS,NRT，分别对应的是轴向和切向失效力，如表 2 所示。Damping 参数采用默认的 1.0，目前底盘球头铰链建模当中并没有考虑切向压脱，反向顶脱及自由度的限制。此外这种设置只是最大力，失效就是一瞬间的事情，并没有体现力与位移的变化关系，在 Lsdyna 当中球头铰链关联的两点应该是距离为零，所以计算当中是

没法加进去位移的，不支持该种计算方式。

Table 2. Chassis Ball Joint Hinge Failure Modeling Card

表 2. 底盘球头铰链失效建模卡片

constrained_joint_spherical					
JID					
40365858					
N1	N2		RPS	DAMP	
40104127	40104136		0	0	
FAILURE					
FAILURE					
CID	TFAIL	COUPL			
40000013	0	0			
NRR	NRS	NRT	MRR	MSS	MTT
73.76	73.76	40	1E+20	1E+20	1E+20

在小偏置碰撞试验中发现与转向节相连的球头铰链和双叉臂前悬的上摆臂球头铰链，与摆臂，转向拉杆相连的球头铰链，还有驱动半轴的万向节，这些区域都存在较大的失效脱落风险，同时，在仿真中这些位置也是影响轮胎姿态的重要因素。

4 面向小偏置碰撞安全的车身结构优化策略

关于小偏置碰撞特征，碰撞分析及优化方案的介绍已经有很多经验丰富工程师做了些介绍^[7-10]，^[12-14]，本文参考以上文献在策略上进行归纳总结并延伸拓展。

4.1 溃缩吸能式

4.1.1 溃缩吸能

借鉴正碰基于超折叠单元薄壁梁耐撞性设计理论，可以在 CAE 仿真过程中结合 B 柱下端传感器加速度对吸能路径上的多直角钣金件进行优化设计。小偏置碰撞力匹配研究的车身前端结构改进^[11]中使用的十二直角薄壁梁结构。平均轴向力可以表示为：

$$P_m = 13.055 \frac{\sigma_0 h^2}{4} n \left(\frac{1}{nh} \right)^{1/3} \quad (1)$$

式 (1) 中， P_m 为平均轴向力 (N)， n 为截面中出现的直角数， l 为截面周长 (mm)， h 为截面厚度 (mm)， σ_0 为等效流动应力 (Mpa) [注：参考文献^{[11][12]}中取材料的屈服强度时与仿真结果更为接近。此种方法在纵梁和 shotgun 溃缩吸能时压溃稳定设计中使用较为实用]。

针对纵梁，前指梁与副车架这三条传力路径传力分配的设计，刘千揆等人采用近似模型进行多目标优化求解，将上铰链测量点最大值 C1 不超过法规值 75 mm、下铰链测量点最大值 C2 不超过 150 mm、门槛测量点最大值不超过 50 mm 作为约束，目标是在可行域范围内三组测量点侵入量最小。利用 NSGA-II 多目标遗传算法进行求解，得到多目标优化 Pareto 解。该方法只适用于优化目标不大于 3 的情况，对重要三个较大的考察项也够用。Pareto 最优解不止一个，是连续的而且无限多个，现从优化结果中选取其中一组折中解，即上部区域等效轴向力为 12 kN、中部区域 53 kN、下部区域 35 kN^[4]。

针对不同整备质量车型相似传力路径设计对力值设计可进行质量比缩放。除了需要考察设计等效轴向力，还需兼顾峰值力。仿真某 2.6T 车型，小偏置左侧驾驶员碰撞结果为 G 时截面力峰值如下表 3 所示。

Table 3. Main cross-sectional force distribution under left small offset working condition

表 3. 左侧小偏置工况主要截面力分布

	截面力位置	截面力峰值/KN
左	前吸能盒	164
	前纵梁前段	152
	前纵梁中段	167
	前纵梁后段	151
	Shotgun 前段	138
	Shotgun 后段	141
	A 柱上边梁前	78
	A 柱上边梁后	67
	门槛	661
	前副车架前段	141
	前副车架后段	76
右	前吸能盒	34
	前纵梁前段	34
	前纵梁中段	63
	前纵梁后段	78
	Shotgun 前段	35
	Shotgun 后段	31
	A 柱上边梁前	31
	A 柱上边梁后	25
	门槛	65
	前副车架前段	68
	前副车架后段	76

4.2 溃缩滑移式

4.2.1 溃缩滑移

溃缩滑移是边溃边滑，到 A 立柱处就基本可以与壁障擦肩而过了。车重在设计策略上是需要考虑的，往往整备质量在 2.5T 以上时滑移策略就比较难实现了，因为需要从前防撞横梁，纵梁，减震塔，shotgun，轮胎脱落，A 柱这一路与壁障接触并不断地提供足够的 Y 向偏转力，才能让车侧滑出去。“完全滑移”是不可能的，滑移出去后会有残余速度，区分滑移还是硬扛主要看残余 X 向速度以及壁障是否滑过 A 柱。而小偏置碰撞滑移条件就是车辆在有限的车身前悬长度 SL 纵向距离内，实现不小于 ByP 的横向位移



Figure 6. Schematic diagram of small offset slip

图 6. 小偏置滑移示意图

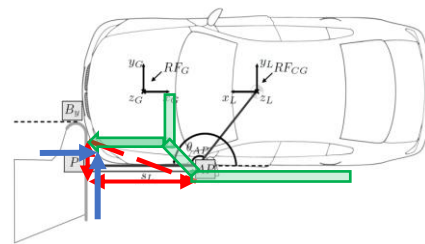


Figure 7. Schematic diagram of small offset slip conditions

图 7. 小偏置滑移条件示意图

文献^[14,15]介绍设计方法就是在溃缩截面力的同时也关注 Y 向支撑，关注 B 柱下端左右传感器的 Y 向位移。将滑移分为两个阶段，如下图 8^[14]所示。

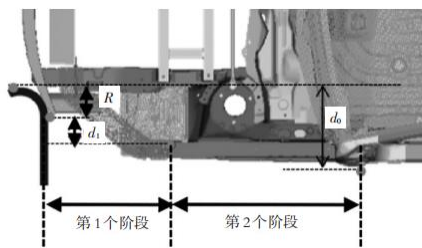


Figure 8. Small offset slip stage

图 8. 小偏置滑移阶段

滑移策略实现需分为两个阶段，第一阶段目标： d_1 ；第二阶段目标： d_0-d_1 。每个车型由于结构差异，阶段区分位置与目标值都会有所不同。第一阶段的滑移是前提，第二阶段的滑移是主角。某车型主要的滑移过程如下图 9 所示。

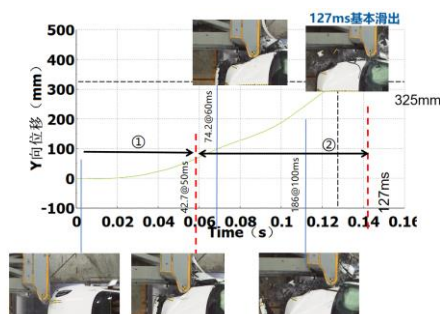


Figure 9. Small offset slip process of a certain vehicle model

图 9. 某车型小偏置滑移过程

通过部分滑移车型的统计数据分析，一部分滑移车型的左侧 B 柱加速度计 Y 向偏移位移分布如下图 10 所示，其中 325mm 为近似计算。以门槛与 A 立柱 Y 向达到壁障圆角 ($R=150\text{mm}$) 的外圆弧一半为目标：取车宽为 1800mm，门槛比最外侧围缩进 60mm，即 $D_y=1800 \times 0.25 - 60 - 75 = 325\text{mm}$ 。

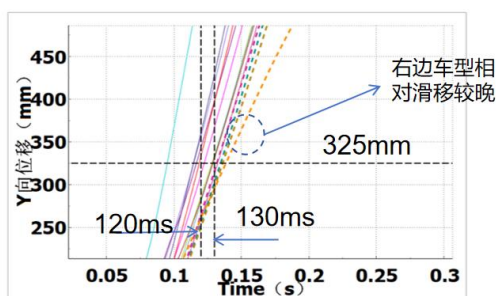


Figure 10. Small offset slip displacement distribution of a certain vehicle model

图 10. 某车型小偏置滑移位移分布

由于车辆在碰撞后期会出现旋转，故 Y 向位移与截面力跟踪仅在碰撞前期会有一个良好的相关关系。

4.3 结果筛选与分析

从中国保险汽车安全指数官网 2020 版 2021 年发布的 12 款测试结果^[16]来看, 设计策略分类见表 4。

Table 4. Summary of Small Bias Design Strategies for 2021

表 4. 2021 年小偏置设计策略汇总

	车型	整备质量/kg
溃缩式	CX-30 2020 款	1375
	ID.4X 2021 款	1938
	UNI-K 2021 款	1839
	C-HR 2021 款	1475
	天逸 C5 Aircross 2021 款	1473
	坦克 300 2021 款	2139
	奇骏 2021 款	1606
溃缩滑移式	锐际 2020 款	1563
	RDX 2021 款	1723
	昂科威 S 2020 款	1682
	GL8ES 陆尊 2022 款	1951
	ModelY 2021 款	1907

从统计结果来看, 溃缩滑移式车型占比 41.6%, 滑移式的车辆旋转较溃缩式偏小, 对约束系统设计保护头部有好处。溃缩吸能式和滑移式只是两种设计策略, 目的都是保护乘员安全。

5 总结

小偏置碰撞工况在国内也是近几年才逐渐受到重视, 车辆被动安全设计本质上是能量管理, 对碰撞能量的耗散。车辆安全性能开发中, 仿真既要考虑模型的精确性, 也要考虑模型的鲁棒性, 比如轮胎撞击的最恶劣姿态。由于底盘球头铰链的失效脱出力对轮胎姿态影响较大, 而车身、底盘的结构设计需要和开发策略相匹配, 因此本文站在车辆安全性能开发角度从建模和策略两个方面对小偏置工况开发进行了方法性介绍和探讨。

参考文献 (References)

- [1] 公安部通管局. 中华人民共和国道路交通事故统计年鉴年报 (2018 年度). 2019.
- [2] SHERWOOD C P, MUELLER B C, NOLAN J M, et al. Development of a frontal small overlap crashworthiness evaluation test[J]. Traffic Inj Prev, 2013, 14 Suppl: S128-S135.
- [3] Solomon, D. A. (1969). The theory of accident causation. Journal of Safety Research, 1(2), 127-140. doi: 10.1016/0022-4375(69)90015-7.
- [4] 中国保险汽车安全指数管理办法 (2020 版) [S]. China Insurance Automobile Safety Index Management Measures (2020 edition) [S].
- [5] 张健, 赵清江, 徐作文等. 正面 25% 偏置碰撞中车轮铰链失效的研究 [J]. 汽车工程 2020, 42(08): 10661073. DOI: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2020.08.010.
- [6] DE LA TORRE C, TANGIRALA R, GUERRERO M, et al. Component test fixture to improve SOI results [C]. SAE Paper 2017-01-1466, 2017, doi: 10.4271/2017-01-1466.
- [7] 李林峰, 刘卫国, 张君媛, 等. 基于 25% 小偏置正面碰撞的某乘用车前端结构改进设计. 中国机械工程, 2015; 17: 2400—2405
- [8] 凡沙沙, 黎谦, 农天武, 等. 25% 小偏置碰撞策略仿真及优化设计[J]. 汽车零部件, 2021(09): 9-14.
- [9] 刘衡, 郑颢, 王玉超, 等. 一种平台化小偏置碰撞结构优化设计方法[J]. 汽车技术, 2021(7): 21-25.
- [10] 王玉超, 曾繁林, 杜波涛. 基于 IIHS 小偏置碰撞的车身前端结构开发[J]. 现代制造工程, 2019(2): 48-53.
- [11] 刘千揆, 陈光, 陈超, 等. 基于小偏置碰撞力匹配研究的车身前端结构改进[J]. 科学技术与工程, 2017, 17(14): 92-96.
- [12] 肖锋, 陈晓峰. IIHS 小偏置碰撞位移导向策略与结构评估方法[J]. 汽车安全与节能学报, 2013, 4(4): 322-333.
- [13] 张君媛, 陈光, 武栢楠, 等. 基于薄壁梁耐撞性理论的乘用车前纵梁轻量化设计. 吉林大学学报 (工学版), 2013; (6): 1441—1446
- [14] Zhang Junyuan, Chen Guang, Wu Linan, et al. Lightweight method of cars front rails based on the theory of thin-walled beam crashworthiness. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2013; (6): 1441—1446
- [15] 崔营营, 衣本钢, 田洪生等. 基于 25% 小偏置碰撞的车身结构研究[J]. 汽车技术, 2021(09): 38-43. DOI: 10.19620/j.cnki.1000-3703.20210814.
- [16] 王月, 吴靖, 曹国洋等. 小偏置碰撞结构的优化设计[J]. 汽车零部件, 2023(04): 19-24. DOI: 10.19466/j.cnki.1674-1986.2023.04.004.