

一种侧面碰撞用蜂窝铝壁障性能开发与验证

朱海涛 杨佳璘 段丙旭

(中国汽车技术研究中心有限公司,天津 300300)

【摘要】以SUV车型为研究对象,开展了中国特色侧面壁障开发。通过对典型SUV车型特征进行参数提取,定义蜂窝铝壁障及台车的开发目标,运用特雷斯卡(Tresca)理论模型指导壁障材料选型与台车部件规格确定。通过壁障台车动态测力墙试验对蜂窝铝壁障的性能进行了改进与验证。结果表明:改进后壁障变形模式稳定,力学性能满足设计规范,能够表征SUV车型的外观和刚度特征。

关键词:侧碰台车 可变形壁障 碰撞刚度

中图分类号:U467.1 **文献标识码:**A **DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20220208

Performance Development and Verification of Honeycomb Aluminum Barrier for Side Impact

Zhu Haitao, Yang Jialin, Duan Bingxu

(China Automotive Technology and Research Center Co., Ltd., Tianjin 300300)

【Abstract】China's characteristic side barrier was developed with the SUVs as the research object. Through extraction of characteristic parameters of typical SUV models, the development objectives of honeycomb aluminum barrier and trolley were defined, and the Tresca theoretical model was used to guide the selection of barrier materials and the determination of trolley component specifications. Based on the performance test of barrier trolley dynamic load-cell wall, the performance of honeycomb aluminum barrier was improved and verified. The results show that the improved barrier is stable in deformation mode, the mechanical properties meet the design specifications, and can characterize the appearance and stiffness of SUV.

Key words: Side impact trolley, Deformable barrier, Impact stiffness

【引用格式】朱海涛,杨佳璘,段丙旭.一种侧面碰撞用蜂窝铝壁障性能开发与验证[J].汽车技术,2023(2):49-55.

ZHU H T, YANG J L, DUAN B X. Performance Development and Verification of Honeycomb Aluminum Barrier for Side Impact[J]. Automobile Technology, 2023(2): 49-55.

1 前言

侧面可变形壁障作为车辆侧面碰撞试验中重要的测试装置,代表着碰撞车辆刚度水平。欧美在制定其碰撞试验标准时,均开发出符合地区车辆特征的可变形壁障,用于模拟车辆正面与侧面碰撞事故。

1990年,美国联邦机动车安全标准FMVSS 214进行了修订,采用的铝蜂窝壁障台车^[1]参数代表美国乘用车和轻型卡车典型特征^[2]。2003年,美国公路安全保险协会(Insurance Institute for Highway Safety, IIHS)在FMVSS 214壁障基础上开发了新壁障,用于模拟皮卡和SUV前端碰撞性能^[3-4]。2019年,IIHS研究发现,IIHS移动变形壁障(Moving Deformable Barrier, MDB)

与车辆发生侧面碰撞时,被撞车辆的一些运动特征与两车碰撞中的行为不匹配^[5],主要表征为两个方面:一是肇事车辆与MDB台车造成的被撞车辆动力学响应不同;二是被撞车辆B柱垂直变形模式不同。因此IIHS-MDB 2.0壁障于2020年推出,很好地解决了上述问题。

2001年,欧洲经济委员会发现ECE R95使用的MDB不能完全代表欧洲车型前部特性,也不能同时有效考核前、后排座椅上乘员的损伤情况,因此公布了最终版本AE-MDB V3.9的性能要求,并使其在EURO-NCAP 2017版本规程中得到了应用^[6]。

中国侧面碰撞标准GB 20071—2006及《C-NCAP管理规则(2021年版)》侧面碰撞试验中,壁障规格

分别引用了EEVC-2000 MDB和AE-MDB^[7]。2021年C-NCAP依据中国道路事故及车辆特征提出新壁障开发计划,预计在2025年版管理规则中得到应用。

因此,本文基于我国道路车辆碰撞情况定义蜂窝铝壁障及台车开发目标,运用Tresca理论指导壁障台车设计开发,并通过刚性墙壁障碰撞试验进行蜂窝铝壁障性能验证与优化。

2 交通事故数据分析

本文基于2011~2020年中国交通事故深入调查(China In-Depth Accident Study, CIDAS)数据库中典型侧面碰撞事故案例进行事故特征数据分析。

对侧面碰撞工况进行定义:被撞车辆侧围必须参与碰撞变形,碰撞时车辆纵向中心线形成的夹角应大于45°,否则认为是同向刮擦。

符合工况定义的案例共103起,其中95起出现人员伤亡情况,29起出现重伤或死亡现象,分布情况如表1所示。由表1可知,随着肇事SUV车型所占比例的提高,被撞车辆乘员伤亡程度逐步增加。因此,本文确定以SUV车型作为研究对象。

表1 被撞车辆乘员伤亡与肇事车型占比关系 %

伤亡情况	车型占比			
	皮卡及SUV	面包车	MPV	轿车
轻伤	28	8	10	54
重伤	33	0	8	59
死亡	45	0	9	46

103起事故中,肇事车辆为SUV(或皮卡)的事故共26起,对其中16起事故的碰撞速度进行仿真,对另外10起事故的碰撞速度进行现场调查,确定如图1所示的肇事车辆车速与被撞车辆乘员伤害程度关系曲线。由图1可知,肇事车辆速度不超过60 km/h时,覆盖被撞车辆乘员轻伤86.67%、重伤40%、死亡50%的范围。因此将60 km/h作为壁障开发目标速度,转换成壁障台车撞击刚性墙的等效速度^[8]约为40 km/h。

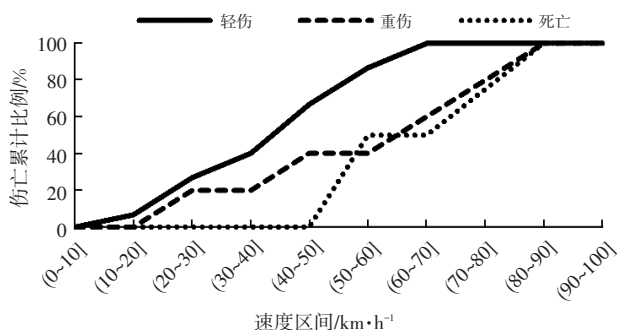


图1 肇事车辆速度与被撞车辆乘员伤害程度关系

3 车辆特征参数提取

3.1 碰撞刚度

运用测力墙壁障采集车辆前端碰撞载荷,获取车辆前端总体及各划分区域刚度。

依据GB 11551—2014《汽车正面碰撞的成员保护》试验方法,试验车辆以40 km/h速度正面撞击刚性测力墙壁障。在刚性壁障上安装128块尺寸为125 mm×125 mm的载荷传感器单元,用于采集车辆前端各划分区域碰撞力,如图2所示;在车辆B柱安装加速度传感器,用于测量和计算车辆碰撞过程中的位移。

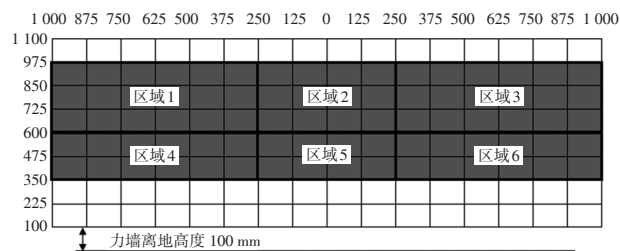


图2 碰撞测力墙单元区域划分

对划分区域碰撞力数据进行处理:

$$F(j)(k)_{\text{avg}} = \sum_{i=1}^n (F(j)(k)_i \times N_i) / \sum_{i=1}^n N_i \quad (1)$$

式中, $F(j)(k)_{\text{avg}}$ 为编号为 j 的区域内 k 位移点处对应的碰撞力加权平均值; $F(j)(k)_i$ 为车辆 i 在编号为 j 的区域内对应 k 位移点的碰撞力; $j=1,2,3,4,5,6$; $k=0 \text{ mm}, 50 \text{ mm}, 100 \text{ mm}, 150 \text{ mm}, 200 \text{ mm}, 250 \text{ mm}, 300 \text{ mm}$; N_i 为车辆 i 的销量; n 为车型数量。

获得25款SUV车型前端整体碰撞力-位移曲线如图3所示,根据式(1)计算获取平均碰撞力-位移曲线如图4所示。按同样处理方法获得各划分区域平均碰撞力-位移曲线如图5所示,并以此作为蜂窝铝开发依据。

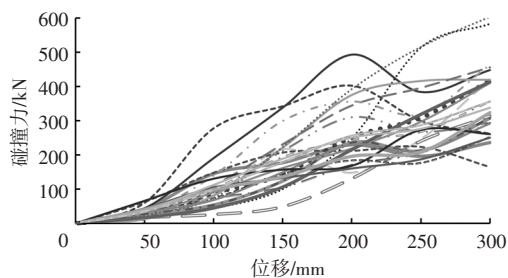


图3 25款SUV车型整体碰撞力-位移曲线

3.2 外观尺寸

车辆外观尺寸数据通过企业填写调查表的形式获取,调查内容包括车辆总体宽度、前减振器上端高度、纵梁上、下表面高度和整备质量等9项参数。表2所示为项目获取的43款SUV车型外观尺寸平均值。

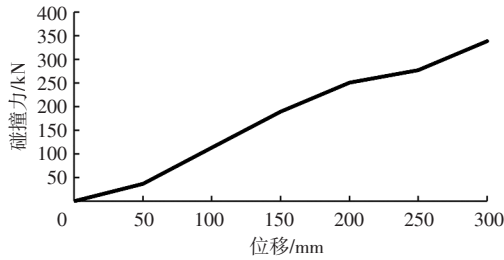


图4 25款SUV车型整体平均碰撞力-位移曲线

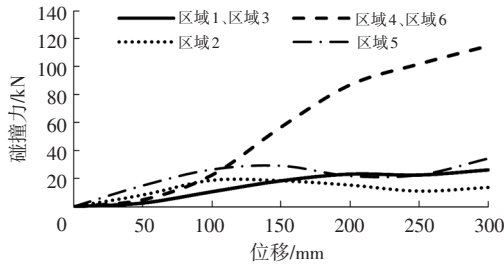


图5 25款SUV各区域平均碰撞力-位移曲线

表2 车辆外观参数尺寸 mm

参数	平均值	参数	平均值
总体宽度 L_1	1 830.457	纵梁上表面高度 L_9	584.399
纵梁宽度(外表面) L_4	1 031.293	纵梁下表面高度 L_{10}	462.877
纵梁宽度(内表面) L_5	883.109	前端到前减振器距离 L_{12}	941.999
前减振器上端高度 L_6	908.699	横梁底部高度 a	456.888
发动机罩前端高度 L_8	901.674		

3.3 车辆质量

选取市场上2017~2021年有销量数据的SUV车型进行整车整备质量统计。其中包括大型SUV 20款,中型SUV 76款,紧凑型SUV 110款。图6所示为SUV质量随上市年份变化趋势。

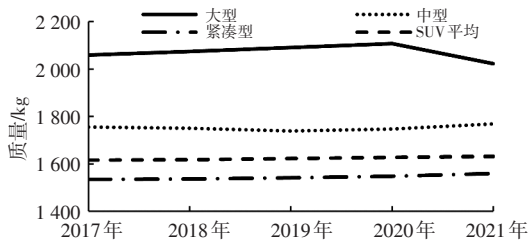


图6 SUV整车整备质量变化趋势

根据上述数据,得到SUV平均整备质量为1 622 kg,考虑到驾驶员质量约为75 kg,加和并圆整后将移动壁障台车质量设定为1 700 kg。

4 蜂窝铝壁障性能参数设计

4.1 刚度参数定义

根据车辆各区域力-位移曲线进行各分区碰撞能量计算:

$$E_{\text{area}} = \int_{t_0}^{t_1} F_{\text{area}} d_n dt \quad (2)$$

式中, E_{area} 为各分区碰撞能量; F_{area} 为各分区内碰撞力; d_n 为各分区内压溃变形量; t_0 为车辆开始接触时刻; t_1 为相应区域压溃行程为300 mm对应时刻^[8-10]。

计算获得各分区碰撞能量占比如表3所示。由表3可知,区域4、区域6为碰撞过程中的主要吸能区域,是蜂窝铝结构设计重点关注区域。

表3 平均车型各分区能量耗散分布

区域	耗散能测得值/kJ	占比/%
区域1	8.913	8.87
区域2	5.019	4.99
区域3	8.272	8.23
区域4	30.691	30.53
区域5	16.811	16.72
区域6	30.827	30.66
总体	100.533	

根据各区域碰撞能量和面积计算得到各区域的等效碰撞应力为:

$$\sigma_i = E_i / 0.3A_i \quad (3)$$

式中, σ_i 、 E_i 、 A_i 分别为区域 i 的等效碰撞应力、能量和面积。

由此获得区域1~区域6的等效应力分别为0.088 9 MPa、0.035 9 MPa、0.076 4 MPa、0.519 0 MPa、0.298 0 MPa、0.544 0 MPa。

4.2 蜂窝单元材料选型

蜂窝铝由铝箔经胶结拉伸形成。通过适当的胶结方式可使拉伸后的铝材料形成蜂窝状的正六边形孔状结构,若将铝箔、粘结剂和所围空气视为一种整体复合材料,其具有强烈的各向异性。基于特雷斯卡(Tresca)模型^[11-13]屈服准则,蜂窝材料静态压缩应力计算公式为:

$$\sigma_m = 3.628\sigma_0(d/l)^{3/2} \quad (4)$$

式中, σ_0 为金属材料的等效塑性流动应力; d 为壁厚; l 正六边形的边长。

根据各碰撞区域应力分布,可以初步选择各区域相应蜂窝铝芯结构参数,如表4所示。

表4 壁障各区域选用蜂窝结构参数 mm

名称	公称厚度	边长
区域1、区域3	0.045	14
区域4、区域6	0.072	6
区域2	0.045	16
区域5	0.072	10
保险杠	0.072	10

4.3 外观尺寸设计

根据表2统计数据,确定蜂窝铝壁障规格参数如图7所示。蜂窝铝整体宽度为1 800 mm,高度为500 mm,压溃方向厚度为550 mm。前端采用45°倒角设计,在碰撞方向由保险杠、压溃层和能量缓冲层组成。

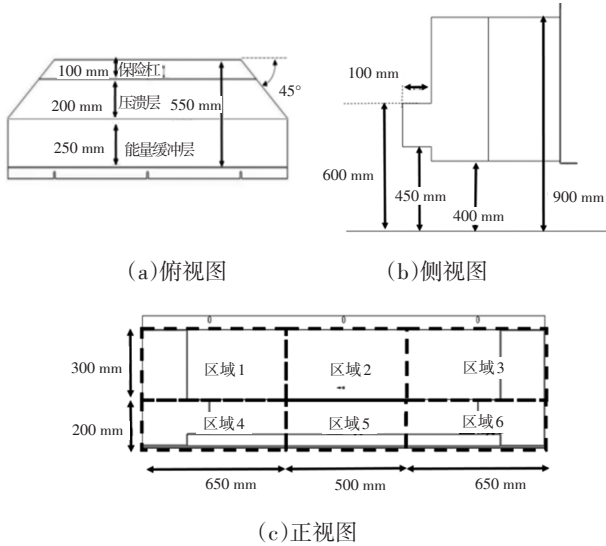


图7 蜂窝铝外观尺寸

4.4 蜂窝铝构造设计

保险杠设计为等刚度结构,其前端粘有厚度为2 mm的面板。取图4中前80 mm碰撞力-位移数值,根据图12中保险杠外观尺寸,由式(2)计算得到应力为320 kPa,采用恒定蜂窝铝强度设计。

压溃层是侧面碰撞试验过程中主要的吸能结构,上、下分为6个吸能区域,各吸能区域由正六变形的蜂窝单元组成,刚度应满足图4、图5的要求:下层区域4、区域6与SUV车辆纵梁位置相对应,硬度较大;上层区域硬度相对较小。其中区域4、区域6吸能性能相同,区域1、区域3吸能性能相同。除区域2、区域5采用恒定力变形模式外,其他区域采用渐变力变形模式,对应区域的蜂窝铝块采用腐蚀工艺处理,前软后硬,即厚度由后向前逐渐变薄。上、下层前、后面分别粘有一层面板,厚度为2 mm。全部6块蜂窝铝采用聚氨酯粘合剂粘贴到背板上,背板厚度为3 mm,开有通风孔。上部安装法兰垂直,下部安装法兰弯曲成90°。

能量缓冲层设置为等刚度,依据保险杠刚度的计算方法,各区域取对应平均刚度曲线中300 mm处的刚度作为计算依据,采用恒定应力设计。

4.5 壁障台车参数设计

蜂窝铝台车由蜂窝铝和移动车组成,如图8所示。依据3.3节确定总质量为1 700±20 kg。台车上安装制动装置,避免碰撞过程中壁障台车与试验车发生二次碰撞。

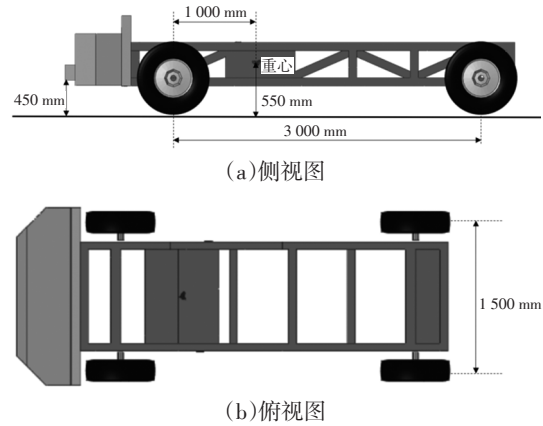


图8 壁障台车示意

5 蜂窝铝动态试验验证

蜂窝铝台车以40 km/h的速度撞击刚性墙壁障^[14-16],在壁障前端安装测力墙,以验证蜂窝铝动态力学性能。

5.1 评价指标

5.1.1 动态能量

每个铝块和整个移动变形壁障能量计算公式为:

$$E_n = \int_{t_0}^{t_2} F_n s_{\text{mean}} dt \quad (5)$$

式中, t_2 为移动车停止时刻; F_n 为碰撞块压溃力; s_{mean} 为碰撞块变形量。

移动变形壁障动能 E_k 为:

$$E_k = \frac{1}{2} M V_i^2 \quad (6)$$

式中, V_i 为冲击速度; M 为移动变形壁障质量。

将移动壁障总能量和移动变形壁障动能 E_k 进行比较。要求移动壁障总能量在 $(0.95 \sim 1.05)E_k$ 范围内。

5.1.2 变形模式

总体碰撞变形量残余量可以参照EEVC针对AE-MDB的设计要求,要求残余量大于160 mm。

5.1.3 平均碰撞力高度

MDB台车与车辆碰撞过程中,壁障平均碰撞力高度(Average Height of Force) H_{AF} 影响被撞车辆运动姿态:若 H_{AF} 与被撞车辆重心高度(Height of Center of Gravity) H_{CG} 相等,被撞车辆不会发生旋转运动;若 $H_{AF} > H_{CG}$,被撞车辆会向远离MDB台车方向旋转运动;若 $H_{AF} < H_{CG}$,被撞车辆会向反方向旋转运动。因此将MDB台车 H_{AF} 作为动态试验的一项验证指标。考虑壁障性能设计,计算从碰撞开始时位移为25~400 mm时的平均碰撞力的高度 H_{AF400} 对该结论进行验证:

$$H(d) = \frac{\sum_{i=1}^m F_i(d) H_i}{\sum_{i=1}^n F_i(d)} \quad (7)$$

$$H_{AF400} = \frac{\sum_{j=25}^{400} H_j(d) F_j(d)}{\sum_{j=25}^{400} F_j(d)} \quad (8)$$

式中, d 为车辆位移; $F_i(d)$ 为第 i 个测力单元对应的碰撞力; H_i 为对应测力单元距地面高度; m 为碰撞力墙测力单元的数量; $H_j(d)$ 为车辆位移为 j 时对应的碰撞力高度; $F_j(d)$ 为车辆位移为 j 时对应的碰撞合力。

H_{AF400} 定义了车辆前端碰撞力的平均撞击高度。计算获取上述 25 款 SUV 的 H_{AF400} 的平均值为 513 mm, 以此作为壁障开发依据。

5.2 壁障试验验证

将壁障蜂窝铝安装在台车上, 进行碰撞力墙试验, 总体碰撞力-位移曲线如图 9 所示。根据式(5)、式(6)计算得到 $E_n=100.61$ kJ, $E_k=104.92$ kJ, 移动壁障总能量满足要求。

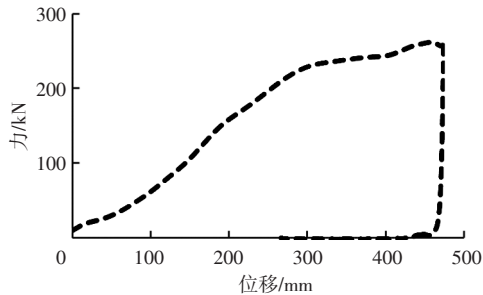


图9 蜂窝铝壁障总体碰撞力-位移曲线

图 10 所示为试验前、后壁障对照情况。试验前壁障在碰撞方向的厚度为 550 mm, 碰撞后厚度仅为 104 mm, 远小于 160 mm 试验要求。同时, 由于保险杠先接触力墙, 区间 5 下部封装板出现上折, 导致蜂窝铝挤出。

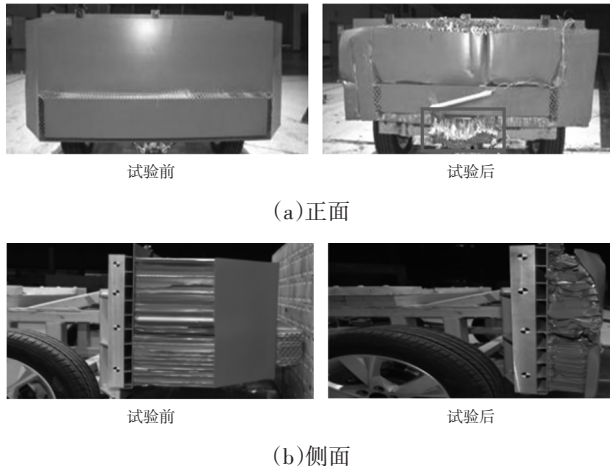


图 10 蜂窝铝壁障试验前、后对照

图 11 所示为蜂窝铝壁障碰撞理论与实际力-位移曲线。蜂窝铝整体刚度偏弱, 在 150 mm 处碰撞力偏差

达到最大值 78 kN。图 12 所示为区域 4、区域 6 的力-位移曲线, 同样存在区域刚度偏小问题, 在 180 mm 处偏差达到最大值 37 kN。因此, 需适当提高蜂窝铝强度。

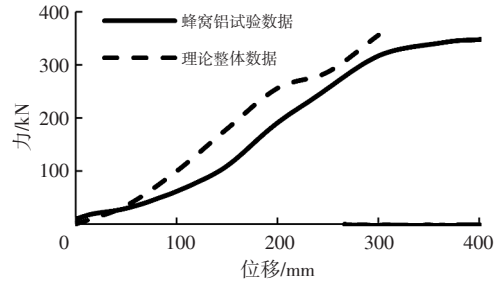


图 11 蜂窝铝壁障整体碰撞力-位移曲线

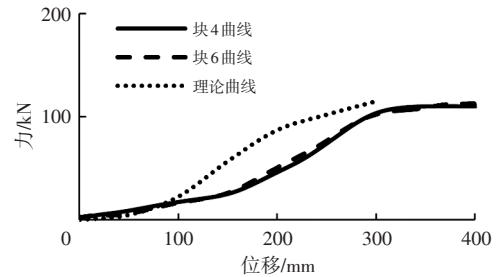


图 12 蜂窝铝壁障区域 4、区域 6 碰撞力-位移曲线

5.3 优化后壁障试验验证

针对试验结果, 对壁障进行优化: 考虑到蜂窝铝试验压溃残余量偏小, 将能量缓冲层厚度增加 50 mm, 蜂窝铝壁障在能量吸收方向上的厚度由 550 mm 调整为 600 mm; 在保险杠后端增加厚度为 2 mm 的封装板, 用于匹配各分块刚度和整体刚度。为避免上、下两部分蜂窝铝由同一封装板带来的相互影响, 拟将封装板分为上、下两部分。针对区域 5 下部封装板出现上折, 导致蜂窝铝挤出的现象, 将该处封装板与其他位置分块, 并将区域 5 蜂窝铝强度提升到保险杠强度 320 kPa。调整后的蜂窝铝壁障如图 13 所示, 进行第二轮力墙碰撞试验验证。

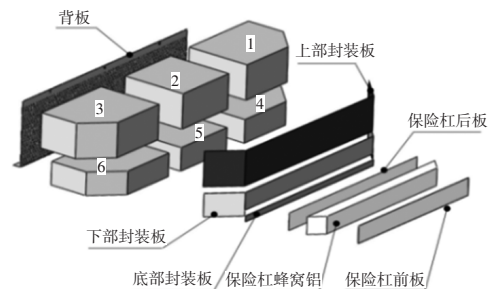


图 13 优化后蜂窝铝

5.3.1 动态能量

根据式(5)、式(6)得到 $E_n=102.90$ kJ, $E_k=105.74$ kJ, 移动壁障总能量满足要求, 各分块区域的碰撞能量如表 5 所示。

表5 总体及各区域碰撞能量 kJ

名称	理论耗散能	实测耗散能	名称	理论耗散能	实测耗散能
区域1	8.913	6.235	区域5	16.811	17.354
区域2	5.019	5.155	区域6	30.827	32.456
区域3	8.272	10.245	总体	100.533	102.898
区域4	30.691	31.453			

5.3.2 变形模式

图14所示为优化后MDB试验前、后对比情况。试验后蜂窝铝剩余厚度为170 mm,满足大于160 mm的试验要求。区域5先于保险杠蜂窝铝变形的的问题也得以解决。

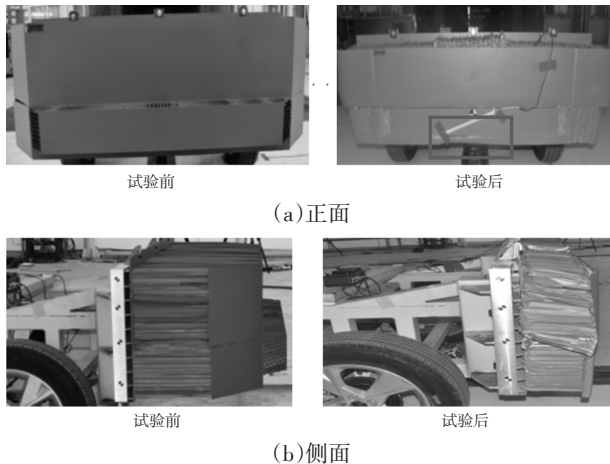


图14 优化后蜂窝铝壁障试验前、后对比情况

5.3.3 蜂窝铝刚度

通过调整腐蚀工艺改变蜂窝铝渐变厚度,以提升蜂窝铝整体刚度,优化后的蜂窝铝碰撞理论与实际力-位移曲线如图15所示,优化后的区域4、区域6力-位移曲线对比如图16所示,蜂窝铝整体刚度、区域4、区域6刚度曲线除前100 mm略偏大,整体趋势与理论曲线较为接近。

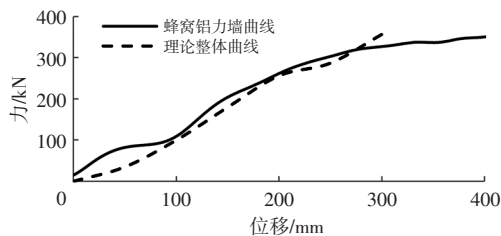


图15 优化后蜂窝铝壁障整体碰撞力-位移曲线

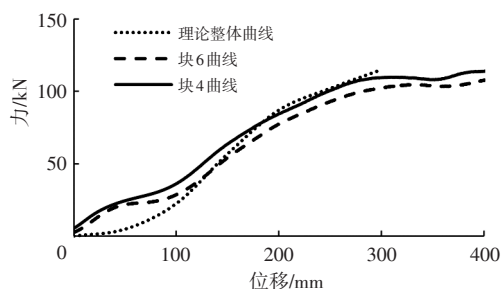


图16 优化后蜂窝铝壁障区域4、区域6碰撞力-位移曲线

5.3.4 平均碰撞力高度

根据式(7)获得优化后壁障压溃阶段对应的 $H(d)$ 曲线。将 $H(d)$ 代入式(8)计算获得 $H_{AF400}=524$ mm,比测试SUV车型平均值513 mm稍高。

究其原因,部分SUV车型具有副车架结构,而蜂窝铝下部结构开发设计时以纵梁结构为参考,忽略了副车架带来的影响。因此,在实车碰撞验证阶段,可以通过适当降低壁障离地高度来进行 H_{AF400} 的调整。

6 结束语

本文通过典型SUV车型特征参数提取,定义蜂窝铝壁障及台车开发目标,运用特雷斯卡理论确定金属材料等效塑性流动应力与蜂窝参数之间对应关系,为蜂窝单元边长、壁厚等参数选型提供参考。

通过蜂窝铝台车测力墙试验对蜂窝铝壁障结构进行性能验证。试验结果表明,改进版壁障在变形模式稳定,力学性能满足设计规范,能够表征SUV外观和刚度特征,为下阶段实车对标碰撞验证提供了基础样机。

参考文献

- [1] NHTSA. Evaluation of FMVSS 214 Side Impact Protection Dynamic Performance Requirement: DOT HS 809 004[R]. Springfield, Virginia: NHTSA, 1999.
- [2] NHTSA. Preliminary Regulatory Impact Analysis: New Requirements for Passenger Cars to Meet a Dynamic Side Impact Test, FMVSS 214: DOT HS 807 220[R]. Washington, DC.: NHTSA, 1988.
- [3] ARBELAEZ R A, NOLAN J M, DAKIN G J, et al. Comparison of EuroSID-2 and SID-II in Vehicle Side Impact Tests with the IIHS Barrier[J]. Stapp Car Crash Journal, 2002, 46: 397-415.
- [4] ARBELAEZ R A, DAKIN G J, NOLAN J M, et al. IIHS Side Impact Barrier- Development and Crash Test Experience [C]// Proceedings of the International Conference on Vehicle Safety 2002. London, UK: Professional Engineering Publications Ltd, 2002: 73-88.
- [5] MUELLER B C, ARBELAEZ R A, NOLAN J M, et al. Comparison of Higher Severity Side Impact Tests of IIHS-Good-Rated Vehicles Struck by LTVs and a Modified IIHS Barrier with the Current IIHS Side Test and Real-World Crashes[C]// The 26th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles. Eindhoven, Netherlands: NHTSA, 2019.
- [6] EuroNCAP. AE-MDB Specification Version 1.0, TB014[Z/OL]. (2013-04-29)[2022-03-11]. <https://cdn.euroncap.com/media/1369/tb-014-ae-mdb-specificatio-v10-0-deede4d5-0b92-470c-b7da-e99fcedaaff93.pdf>.

- [7] 王丽娟, 范子杰, 桂良进, 等. 基于 GB 20071—2006 的侧面碰撞 MDB 数值模型设计开发[J]. 汽车技术, 2008(7): 18-21.
WANG L J, FAN Z J, GUI L J, et al. The Design of Side Impact Mobile Deformable Barrier Numerical Model Based on GB 20071—2006[J]. Automobile Technology, 2008(7): 18-21.
- [8] 刘芳华, 陈晓东, 费蓝冰. 汽车侧面碰撞移动变形壁障试验方法[J]. 汽车技术, 2004(12): 28-30+34.
LIU F H, CHEN X D, FEI L B. Test Method for Movable Deformation Counterguard for Vehicle Side Impact[J]. Automobile Technology, 2004(12): 28-30+34.
- [9] 陈晓东, 苏清祖, 程勇, 等. 汽车侧碰移动变形壁障有限元模型的开发[J]. 汽车工程, 2003(3): 260-263.
CHEN X D, SU Q Z, CHENG Y, et al. The Finite Element Modeling of Moving Deformable Barrier for Vehicle Side Impact[J]. Automobile Engineering, 2003(3): 260-263.
- [10] 范体强, 张维刚. 汽车侧碰移动变形壁障仿真模型的开发研究[J]. 计算机仿真, 2007(9): 250-254.
FAN T Q, ZHANG W G. Development of Moving Barrier Stimulation Model for Vehicle Side Impact[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2007(9): 250-254.
- [11] SHKOLNIKOV M B. Honeycomb Modeling for Side Impact Moving Deformable Barrier (MDB) [C]// 7th International LS-DYNA Users Conference, Detroit, 2002.
- [12] 国家发展和改革委员会. 汽车侧面碰撞的乘员保护: GB 20071—2006[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007.
National Development and Reform Commission. The Protection of the Occupants in the Event of a Lateral Collision: GB 20071—2006[S]. Beijing: Standards Press of China, 2007.
- [13] GIBSON L J, ASHBY M F. Cellular Solids—Structure and Properties[M]. 2nd ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1997.
- [14] YAMASHITA M, GOTOH M. Impact Behavior of Honey-Comb Structures with Various Cell Specifications—Numerical Simulation and Experiment[J]. International Journal of Impact Engineering, 2005, 32(1/2/3/4): 618-630.
- [15] ZHANG J, ASHBY M F. The Out-of-Plane Properties of Honeycombs[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1992, 34(6): 475-489.
- [16] ZHU H X, MILLS N J. The in-Plane Non-Linear Compression of Regular Honeycombs[J]. International Journal of Solids and Structures, 2000, 37(13): 1931-1949.

(责任编辑 斛 畔)

修改稿收到日期为 2022 年 3 月 11 日。