

基于有限元法的某 SUV 后部碰撞分析研究

胡雪芳

(青岛黄海学院 交通与船舶工程学院,山东 青岛 266427)

摘 要: 基于有限元分析法,以某 SUV 为研究对象,建立了其有限元模型,对后保险杠中心和车角碰撞过程进行了模拟,通过分析其吸能特性,评价了后保险杠的碰撞性能,然后根据法规要求,对后部 100% 和 40% 重叠低速碰撞进行了仿真,分析了碰撞过程各部件的变形、应力分布及能量变化等,验证了设计的合理性,为结构的进一步优化提供了依据,该方法为研究整车后部碰撞提供了新的思路,对深入研究后保险杠、整车碰撞仿真及实车碰撞试验具有重要的参考价值.

关键词: SUV;有限元分析;后保险杠;低速;后部碰撞

中图分类号: U463.1 **文献标志码:** A doi:10.3969/j.issn.1671-6833.201504040

0 引言

随着电子计算机硬件、软件技术的不断发展,在提高汽车安全性能方面,有限元法起着越来越重要的作用,在这方面,外国尤其欧美等国已取得较大的成效,并形成了比较成熟的处理碰撞技术的经验,国内虽然也取得了一定的成就,但是由于起步较晚,技术有待完善,因此,有限元在汽车碰撞安全性方面的研究具有非常广阔的前景.汽车的耐撞性能最终都需要通过实车碰撞试验来检验,但前期一般通过有限元法进行模拟,有限元模拟能够节省成本、缩短开发周期,为汽车设计或改进提供一些基本规律和指导方向.

汽车的碰撞主要分为正面、侧面和后面的碰撞,发生的比例正碰约 49%,侧碰约 25%,后碰约 22%,其他类碰撞占 4%^[1],由于后碰发生频率低且造成的后果轻,所以对其研究相比前两者较少,笔者就此以某 SUV 为研究对象,对其后部碰撞进行了详细分析,从局部和整体两方面进行研究,提出研究车辆后部碰撞的新思路.

1 整车参数及有限元模型

为了使计算结果更加精确,笔者对整车的参数进行了详细的了解及确认,同时在建立有限元模型时采取了最低限度的简化,这样一来计算精

度越高,对实际的指导意义越大.整车的详细参数如表 1 所示.

表 1 整车详细参数
Tab.1 The vehicle parameters in detail

参数	数值
外观尺寸/mm	4 786 × 1 928 × 1 807
轴距/mm	2 910
轮距,前/后/mm	1 646/1 648
前悬/mm	878
后悬/mm	1 000
行李箱容积/L	835
整备质量/kg	2 210
空载轴荷,前/后/kg	1 148/1 062
空载轴荷百分比,前/后/%	52/48
乘载质量/kg	375
满载质量/kg	2 585
满载轴荷,前/后/kg	1 251/1 334
满载轴荷百分比,前/后/%	48.4/51.6
质心位置(整备)/mm	(1 473, -386, 439)

笔者选用 Hypermesh 对整车进行前处理,对车身、梁等钣金件使用壳单元,发动机、变速器等刚性结构采用实体单元.通过设置密度参数赋予其质量;通过设置不同材料属性定义零部件的材料特性;整车的装配连接关系根据实际的连接方式,使用了点焊单元(spotweld)、刚性单元(rigid)和各种形式的运动副,保证碰撞过程中各部件的

收稿日期:2015-04-16;修订日期:2015-10-19
作者简介:胡雪芳(1965—),女,福建长汀人,青岛黄海学院副教授,硕士,主要从事车辆工程方面的教学及研究工作,E-mail:liuxiangbin560@126.com.
引用本文:胡雪芳.基于有限元法的某 SUV 后部碰撞分析研究[J].郑州大学学报(工学版),2016,37(1):54-59.

变化能够反映真实的运动情况^[2]. 最终的有限元模型如图 1 所示,该模型包含单元数 1 876 153 个,节点数 1 846 723 个,根据要求对网格质量进行检查,使其满足碰撞分析的要求.



图 1 整车有限元模型

Fig. 1 Finite element model of the vehicle

为了保证后面分析结果的正确性,对有限元模型进行了验证,笔者采用模态试验法进行验证. 根据某公司提供的试验模态结果,与有限元模态分析结果进行对比,试验得到的振型与计算得到的振型基本一致,计算得到的固有频率与试验得到的固有频率存在一定的误差,主要是因为计算结果是建立在对实际模型简化的基础上,同时,试验模态是采用线性分析,忽略了部分会出现非线性的情况,所以,存在一定的误差是合理的. 计算模态与试验模态基本一致,验证了所建有限元模型的

可靠性.

2 后保险杠低速碰撞分析

由于在后碰撞时,首先接触的是后保险杠,其是最主要的承力部件之一,可以吸收低速撞击的能量,缓和外界对车身的冲击,对车体结构起着主要的防护作用,所以笔者对后保险杠在后碰撞过程中的特性进行了分析,在 Hypermesh 中进行前处理之后得到其有限元模型,有限元模型包括 16 958 个单元,75 362 个节点,主要由 CTRIA3、CQUAD4 和 CTETRA 单元组成^[3].

2.1 后保险杠强度和刚度分析

为了了解后保险杠抵抗外部载荷的能力及其刚度特性,对其强度和刚度进行分析,分析时后保险杠与车身连接处约束全部自由度.

静态下后保险杠在汽车纵向(X 方向)、横向(Y 方向)受到来自车身的力很小,垂向(Z 方向)受到车身重力较大,根据汽车保险杠设计的经验,对后保险杠进行了 3 种载荷工况的静强度分析:分别对其施加沿 X 方向的加速度 5 g,沿 Y 方向的加速度 5 g,沿 Z 方向的加速度 10 g. 由 Nastran 求解后得到的后保险杠不同零部件的应力分布^[4]. 3 种工况下后保险杠的静强度特性如表 2 所示.

表 2 3 种工况下的后保险杠静强度特性

Tab. 2 Static strength characteristics of the rear bumper under the three conditions

部件名称	材料	屈服极限/MPa	最大 Mises 应力/MPa		
			5G-X	5G-Y	10G-Z
后保险杠本体	—	—	2.2	1.7	3.3
后保险杠拖钩盖板	PP + EPDM - TD20	20	—	—	—
后保险杠装饰板	—	—	1.1	0.2	2.0
后保险杠中骨架	PP - TD20	26	1.6	0.8	4.1
后保险杠安装支架	POM	44	3.9	4.3	3.1

材料的安全系数为 0.9,所以从分析结果可以看出,后保险杠各部件的最大应力远小于材料的屈服极限,所以后保险杠能够满足强度要求.

刚度分析时采用的方法是:在后保险杠较为平坦的区域布置一定数量的测点,然后在测点位置分别施加垂直于其表面的 100 N 载荷,利用 Nastran 进行求解,计算出各测点的侵入量,最后得出后保险杠的刚度值. 笔者在选取测点位置时,沿边缘向内约 50 mm, Y 向间隔约 100 mm, Z 向间隔约 100 mm,共选取 42 个测点,如图 2 所示.

经过计算之后,得到各个测点的位移变化量,计算后得到各个测点的刚度值,表 3 是具体的分

析结果. 通过分析结果可以看出,所有测点的刚度值都大于 12 N/mm(设计时目标值),所以,后保险杠的刚度特性能够满足要求.

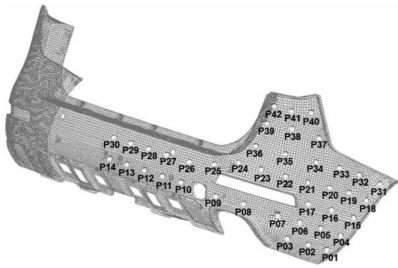


图 2 刚度测点分布图

Fig. 2 Stiffness measuring point distribution

表 3 后保险杠刚度特性

Tab.3 Stiffness characteristics of the rear bumper

序号	位移/ mm	刚度/ (N·mm ⁻¹)	序号	位移/ mm	刚度/ (N·mm ⁻¹)
1	6.6	15.15	22	1.5	66.67
2	4.3	23.26	23	2.2	45.45
3	2.3	43.48	24	2.3	43.48
4	7.8	12.82	25	2.7	37.04
5	2.9	34.48	26	4.1	24.39
6	1.9	52.63	27	4.2	23.81
7	4.2	23.81	28	4.2	23.81
8	5.3	18.87	29	4.2	23.81
9	3.8	26.32	30	4.3	23.26
10	5.2	19.23	31	1.7	58.82
11	3.8	26.32	32	2.9	34.48
12	3.8	26.32	33	5.2	19.23
13	3.7	27.03	34	4.1	24.39
14	3.5	28.57	35	3.3	30.30
15	6.2	16.13	36	3.7	27.03
16	7.2	13.89	37	2.3	43.48
17	4.1	24.39	38	3.2	31.25
18	4.9	20.41	39	3.7	27.03
19	8.4	13.10	40	1.5	66.67
20	4.7	21.28	41	2.4	41.67
21	2.4	41.67	42	2.5	40.00

2.2 低速中心碰撞和车角碰撞

由于整车结构相对于保险杠质量要大得多,低速碰撞过程中,可认为车体基本不发生后移.考虑到计算的时效性,分析过程中只取后部结构进行分析,在保险杠系统与车身连接部位进行刚体耦合约束,将保险杠与车体连接部位统一用刚性单元连接,并约束此刚性单元的自由度,同时给此刚体赋予整车的质量、惯量等.根据法规 ECE R42 中关于中心碰撞试验和车角碰撞试验要求进行相关设置,碰撞模型如图 3 所示.

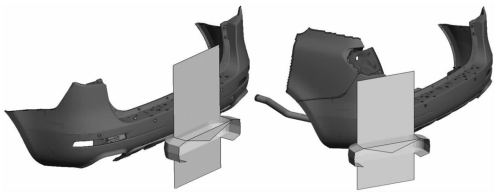


图 3 中心碰撞和车角碰撞模型

Fig.3 Center and angle car collision model

碰撞时分为整车整备质量碰撞和加载试验车质量碰撞,由于后者的碰撞能量更高,所以笔者只对加载试验车质量碰撞进行了研究^[5].为了更好地模拟实际情况,分析过程中,碰撞器的速度分别为 4.25 km/h(中心碰撞)和 2.6 km/h(车角碰

撞),计算碰撞时间为 250 ms.经过 Lsdyna 仿真模拟后得到相应结果.图 4~5 分别为具体的仿真结果.

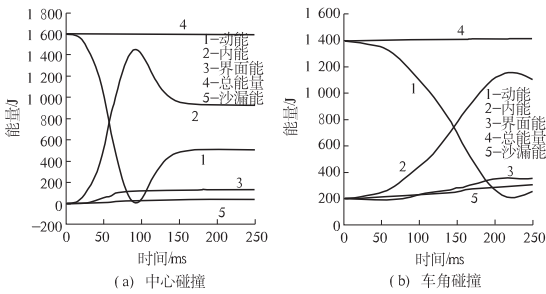


图 4 能量平衡曲线

Fig.4 Energy equilibrium curve

能量曲线表征碰撞过程中动能向内能转化的过程,从碰撞能量曲线可以看出:总能量基本保持不变,沙漏能与总能量的比例控制较好.中心碰撞和车角碰撞分别在 92 ms 和 220 ms 左右内能达到最大,之后构件发生弹性回弹.随着碰撞器能量的衰减,保险杠各构件变形逐渐稳定,发生永久塑性变形.

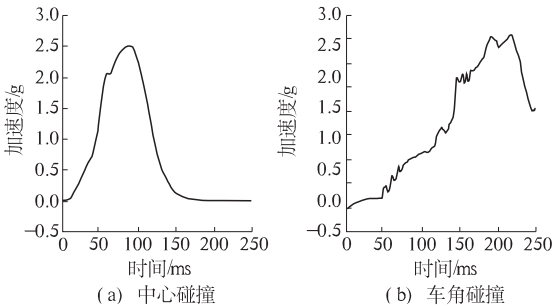


图 5 加速度变化曲线

Fig.5 The acceleration curve

由加速度曲线可知,中心碰撞加速度最大值约为 2.5 g,发生在内能最大时刻,最大值持续时间约 15 ms,且 92 ms 之后碰撞器开始回弹;车角碰撞加速度最大值约为 0.72 g,发生在内能最大时刻,最大值持续时间约 30 ms,且 220 ms 之后碰撞器开始回弹.由于碰撞器动能大多转化为保险杠内能,因此模型开始稍做反弹振荡后,碰撞器与保险杠开始分离,至此碰撞结束.

2.3 仿真结果分析

参照碰撞法规 ECE R42 的要求,对后保险杠系统进行了两种工况下(中心碰撞及车角碰撞)的低速碰撞仿真分析,从分析结果可以看出:

1)碰撞过程中,能量的主要传递途径是:通过结构的弹塑性变形吸收一部分能量(内能);通

过试验车辆与碰撞器之间的速度再分配保留一部分碰撞动能. 总能量基本守恒, 主要由动能、内能和沙漏能组成, 其中沙漏能较小.

2) 碰撞过程中, 变形主要发生在后保险杠等可拆卸部件上. 保险杠后部结构 (包括保险杠横梁以及后地板纵梁后端) 几乎没有变形, 这样能大大降低维修成本.

3) 虽然保险杠系统产生了较大的塑性变形, 但仍保持较好的完整性. 碰撞能量主要被后保险杠系统吸收, 其具有较好的低速耐撞性能.

3 整车后部低速碰撞分析

3.1 100% 重叠低速碰撞

根据 GB 20072—2006《乘用车后碰撞燃油系统安全要求》^[6] 法规的要求, 设置后部 100% 重叠低速碰撞条件. 分析过程中, 刚性移动壁障的质量为 1 100 kg, 初速度为 50 km/h, 方向为 X 轴负向, 计算碰撞时间为 100 ms. 能量平衡曲线如图 6 所示.

从能量曲线可以看出: 总能量基本保持不变, 沙漏能与总能量的比例控制较好. 由于试验车的初

速度为零, 开始只有台车具有动能. 碰撞发生后, 总能量转化为试验车和台车的动能, 及试验车发生弹性变形和塑性变形的内能、系统具有的沙漏能和摩擦能.

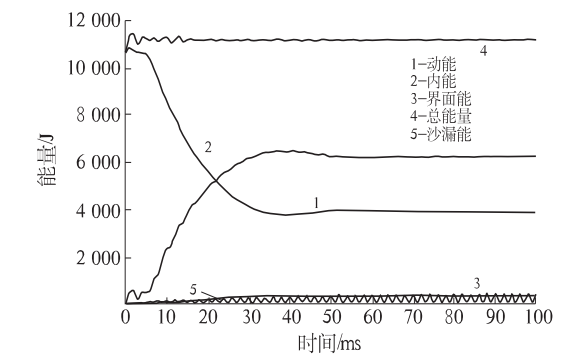


图 6 100% 重叠碰撞能量平衡曲线
Fig. 6 100% overlap collision energy equilibrium curve

在碰撞仿真过程中, 确定碰撞结束后能否在规定作用力下正常开启车门难度较大, 但可以通过对门框变形量的分析对其进行间接评价^[7]. 分析时取门框上有代表性的点, 测出各点碰撞过程中最大变形量. 表 4 为各测点的最大变形量, 图 7 为各测点的位置分布.

表 4 各测点最大变形量

Tab. 4 Biggest deformation of each measuring point

测点	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
LH	4.59	7.63	11.35	14.92	17.33	16.98	15.42	13.02	10.63	8.22
RH	4.61	7.72	11.42	15.03	16.52	15.78	14.63	12.88	10.69	8.43

注: LH—左侧门框; RH—右侧门框

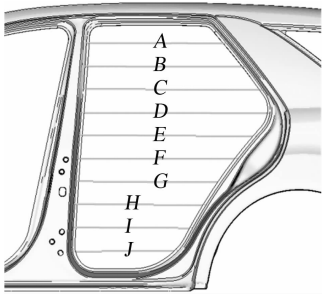


图 7 后门框各测点变形曲线
Fig. 7 Each measuring point distribution

碰撞过程中, 在纵向冲击力的作用下门框主要表现为纵向压缩. 当门框变形量足够大, 以致于与车门发生挤压, 使车门发生变形. 在变形力的作用下会出现门框与车门之间的卡死现象, 是导致车门不能开启的主要原因. 由分析结果可以看出, 后门

框左/右侧的最大变形量分别为 17.33 mm 和 16.52 mm, 按照设计要求一般低于 30 mm, 所以能够满足目标要求.

图 8 是碰撞过程燃油箱应力应变分布云图. 通过观测油箱的塑性应变来评估碰撞过程中油箱是否开裂, 如果塑性应变超过材料的断后伸长率, 则会造成材料失效而产生破坏. 从分析结果可以看出, 碰撞过程中油箱的最大塑性应变几乎为 0, 因此, 油箱能够满足燃油泄露的要求.

图 9 是后碰过程中的牵引处失效部位. 通过分析碰撞时牵引处的变化过程, 得出 A、B 连接处螺栓轴向力未收敛, 所以后碰过程中, 牵引机构与后纵梁的连接螺栓失效, 避免了油箱处纵梁的过大变形.

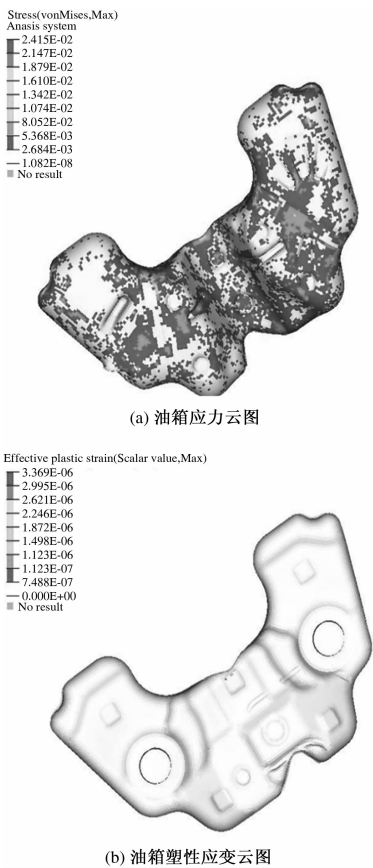


图 8 油箱应力和塑性应变云图

Fig. 8 Stress and plastic strain contours of the fuel tank

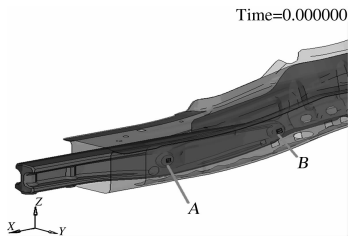


图 9 牵引处失效位置

Fig. 9 Traction failure position

3.2 40% 重叠低速碰撞

根据 RCAR 法规的要求,设置后部 40% 重叠低速碰撞条件,分析过程中,台车的速度为 16 km/h,方向为 X 轴负方向,与试验车辆重叠率为 40%,计算碰撞时间为 140 ms. 经过计算得到碰撞能量的分布^[8]. 图 10 和表 5 反映了不同部位的吸能量.

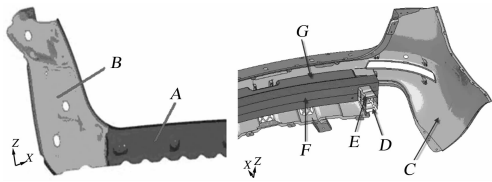


Fig. 10 The main energy absorption area of the rear

表 5 后部不同部位的吸能量

Tab. 5 The energy absorption of the rear different parts

测点	吸能量/J	总内能/J	吸能百分比/%
A	87	11 872	0.73
B	15		0.13
C	1 792		15.09
D	1 342		11.30
E	1 256		10.58
F	302		2.54
G	195		1.64

后部 40% 碰撞过程中 $C \sim G$ 点是主要的吸能部件,吸收能量约占总内能的 41% 左右,变形主要在后保险杠、吸能盒等可拆卸部件上,其中吸能盒吸收能量最大,发生了轴向压溃,吸能充分,变形较理想,其截面力的变化情况如图 11 所示. A 、 B 为车身后围,仅有较小的变形,变形吸能只占总内能的 0.86%,碰撞结束后塑性应变较小,这样能大大降低维修成本. 由台车与后背门的相对位置关系可知,后碰时不会造成后背门的损坏,减小了维修量及维修成本.

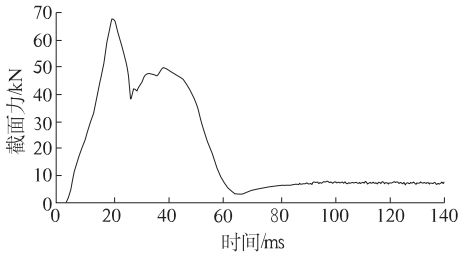


图 11 吸能盒截面力变化曲线

Fig. 11 The energy absorbing box section force curve

综上所述,该 SUV 具有较好的后部低速耐撞性能,分析结果为 SUV 车型结构设计提供参考依据,同时为研究汽车后部碰撞分析提出了一种新的思路和方法,该方法较全面而有效地模拟了汽车后部碰撞的过程,给实际中经常发生的追尾等交通事故提供了仿真分析的方法.

4 结论

笔者利用有限元法,首先对某 SUV 后保险杠的耐碰撞特性进行了分析,利用 3 个方向强度和有规则分布的测点刚度反映整体强度及刚度特性,然后从 100% 重叠和 40% 重叠两个方面研究了整车后部低速碰撞特性,最终验证了该 SUV 后部结构设计的合理性,提出了局部和整体结合研究汽车后部碰撞的新思路和方法,为进一步研究 SUV 结构优化提供了依据. 在研究中,如果能够

进行实车试验,得到的试验结果与仿真结果进行对比分析,对整车的碰撞分析具有更好的指导意义.

参考文献:

[1] 吴海京. 某 SUV 高速追尾碰撞结构安全性优化研究[D]. 秦皇岛:燕山大学车辆与能源学院, 2014: 31 – 40.

[2] HANS Z,MANOAR P.Implicitly parametric crash and NVH Analysis model in the vehcle concept design phrase [J].Modellierung LS-DYNA , 2005,12:61 – 69.

[3] AXEL S. New optimization strategies for crash design [J]. Keynote-Votrage LS-DYNA , 2005 ,18:1 – 13.

[4] 张国胜,王维. 车辆正面碰撞的仿真与试验[J]. 东北大学学报, 2011,32(10):15 – 19.

[5] 张乐平. 某 SUV 正面碰撞仿真分析及其优化[D]. 长沙:湖南大学机械与运载工程学院, 2014:36 – 45.

[6] 中国汽车技术研究中心. 乘用车后碰撞燃油系统安全要求:GB 20072—2006[S]. 北京:中国标准出版社,2006.

[7] 黄世霖,张金换. 汽车碰撞与安全[M]. 北京:清华大学出版社. 2000:30 – 42.

[8] 曾应龙. 提高陆风 SUV 汽车正面碰撞安全性的研究[J]. 汽车工程, 2008,32(10):42 – 45.

Research and Analysis of a SUV Rear Collision Based on FEM

HU Xuefang

(College of Traffic and Marine Engineering Qingdao Huanghai University ,Qingdao 266427 ,China)

Abstract: The finite element model which takes a SUV as the object is established based on finite element analysis ,and this paper simulates the center and angle collision process of the rear bumper. It evaluates the performance of the rear bumper collision by analyzing the energy absorption characteristics. According to the laws and regulations, this paper simulates the 100% and 40% overlap of the rear part low-speed collision and analyzes the collision deformation of every part, stress distribution and energy change, In the end,it verifies the rationality of the design. The results provide a basis for the further optimization of the structure and offer a new idea for the vehicle collision ,and they are of great reference value for further study of the rear bumper, the vehicle collision simulation and real vehicle crash test.

Key words: SUV; finite element analysis; rear bumper; low speed; rear collision

(上接第 33 页)

Research of the Transient Disturbance Detection Technology of Power System Using Local Mean Decomposition Algorithm

HAN Jianpeng, Lu Gaifeng, Cao Wensi

(School of Electric Power, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou 450045, China)

Abstract: The transient disturbance signals of power system have characteristics of nonlinear, irregular and mutation. Thus the local mean decomposition (LMD) algorithm is used for detecting disturbance signals to get higher measurement accuracy. And the typical power quality transient disturbance signals including voltage swell signal, voltage sag signal, voltage interruption signal, transient oscillation signal, transient pulses signal, frequency fluctuation signal, harmonics and voltage swell signals as well as actual disturbance signals occurred in smart substation are analyzed with the LMD algorithm. The simulation results show that LMD algorithm is rather effective in measuring transient disturbance signals of power system and has higher precision and faster computing speed than Hilbert-Huang transform (HHT) algorithm.

Key words: LMD algorithm; transient disturbance signal; end effect; smart substation;power quality detection; HHT