

Computer Simulation of the Full Frontal Impact in Vehicle Structure Design

DONG Ruiqiang, XU Liwei, LUO Chao, FANG Kehong, GAO Yongli

Automotive Engineering Research Institute

Chery Automobile Co., Ltd. Wuhu 241009

Abstract – The vehicle passive safety performance got more and more attention in recent years. The safety performance of the vehicle structure now is considered throughout each stage from the concept design to the end production. The development of the applying CAE method is not only saving time but also saving cost. This paper will focus on computer simulation process of the vehicle full frontal impact based on US regulation FMVSS208. It will discuss the developing procedure of the new car development, mainly on crashworthiness including parameters selecting, intrusion measurements, energy absorption, acceleration, load path, etc. The numerical results are also demonstrated.

Keywords: Crashworthiness, FEM, Vehicle safety, Frontal impact

1 引言

汽车安全事故已经成为危害人类生命安全的一大公害，为了规范汽车的设计、生产、使用的行为，减少交通事故的损失，各国很早就制定了汽车碰撞安全法规并不断更新，如美国的机动车安全法规（FMVSS）和欧洲法规（ECE 和 EEC）。我国也制定了相关的法规，如强制性安全法规。目前，有关正面碰撞的乘员保护研究已有很多，但综合考虑车体结构各安全性能参数的模拟还研究甚少，本文针对公司新开发微车，按照美国 FMVSS208 法规，从研究车体结构的角度，总结归纳分析所需各碰撞变量来间接考察乘员伤害指标，以期设计出具有较好正面防撞安全特性的车体结构。

2 FMVSS 208 相关评价指标

由于 FMVSS208 法规要求试验内容很多，不同试验内容有不同参考指标，此处按照最大指标值给出，参考 50% 分位 **Hybrid III** 型男性试验假人的正面碰撞试验与车体结构关联内容：

(1) 假人头部伤害值为 $HIC_{36} \leq 1000$ ， $HIC_{15} \leq 700$ ，其值由下式计算得到：

$$HIC = \left[\frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} a_r dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1)$$

其中： a_r ——头部重心处合成加速度，表示为 g (重力加速度) 的倍数；

t_1 、 t_2 ——碰撞过程任意两时间点， HIC_{36} 、 HIC_{15} 分别为 36ms、15ms 时间间隔内假人伤害值。

(2) 胸部重心处的合成加速度不超过 60g。

如上计算可知，假人头部伤害值可转化为头部重心处加速度作为评判指标，包括胸部加速

度反映到结构上都可用车体加速度来做间接评价。(3) 胸骨压缩量 $\leq 75\text{mm}$ 。结合 FMVSS204 要求, 转向盘向上、向后移动量不超过 127mm , 从结构分析的角度, 可直接考察转向盘后移量以及胸部与转向盘接触程度。

(4) 碰撞后车门应能不使用工具打开。考察车体结构, 可转化为 A-B 柱间变形测量。

(5) 对于脚及脚踝、小腿伤害, 可从前挡板侵入量、脚踏板的跳动量等来间接反映。

3 车体变形

建立有限元整车模型, 共 788308 个单元, 788946 个节点, 附于车体 50km/h 的速度, 以 90° 方向撞向刚性障碍壁, 碰撞时间 100ms , 碰撞前后能量损失约 6% , 认为此模型精度适合(见图 1)。需要说明的是, 文中所有图示均为各研究变量随碰撞时间的变化关系。

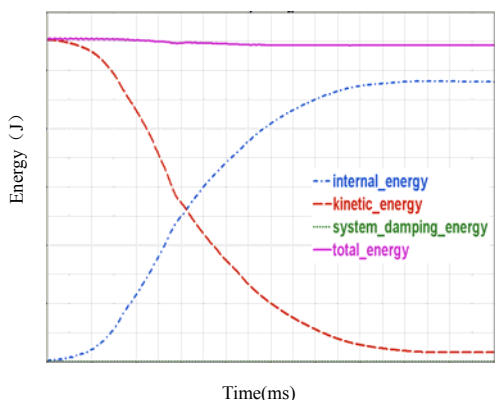


图 1 碰撞过程车体能量变化

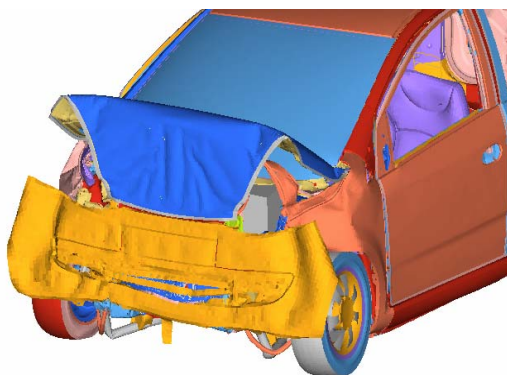


图 2 碰撞后车体前部结构变形

碰撞过程中前舱部分逐渐被压溃, 碰撞后发动机、转向管柱等被挤压侵入乘员舱, 前排乘员由于惯性随约束系统一起向前移动, 如果车体结构设计不好, 就有可能由于侵入量过大而使乘员受到很大伤害。不难想象前挡板的变形会直接影响乘员生存空间, 因此在车体前舱总布置时要综合考虑乘员安全性能, 留有足够的变形空间, 尽可能的减少前挡板碰撞位移。本模型车体变形见图 2, 另取前挡板七个特征点作为测量点, 测量值随碰撞时间变化关系见图 3。图 4 为碰撞后乘员舱侵入量云图。

考虑乘员随约束系统的惯性移动, 参考公司相关车型试验结果, 最大侵入量值约占目标值的 81% 左右, 研究车体整体结构变形, 初步认为此变形值能满足设计要求。

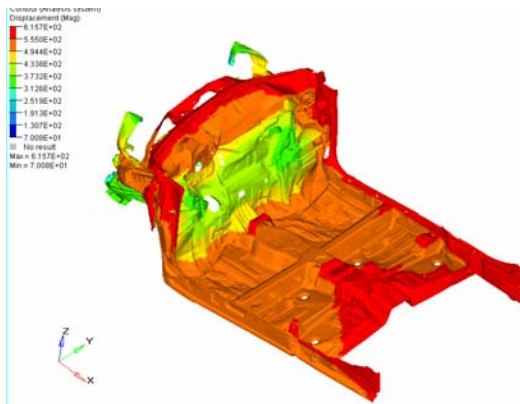
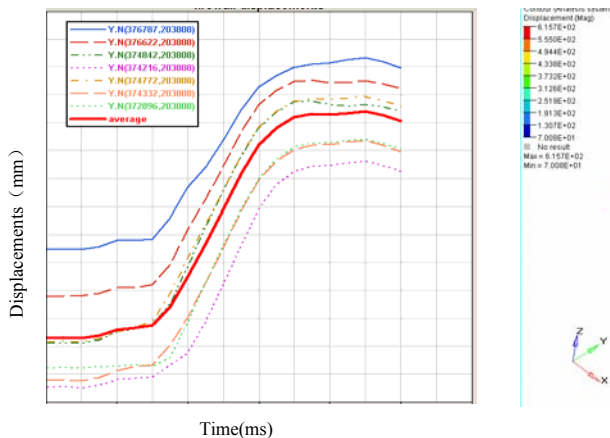


图 3 前挡板侵入量

图 4 碰撞后乘员舱位移云图

4 主要部件吸能

车身前舱纵梁既是主要承载结构件又是碰撞过程中主要吸能传力构件,它的结构设计好坏,对整车的碰撞性能有至关重要的影响。本车型纵梁结构经过多次强度、刚度及碰撞性能的计算改进,计算结果如图 5 所示。车体两侧纵梁前端总的吸能约占总能量的 23.05%左右,考察其结构变形并参考公司相关车型结果,初步认为所吸收能量基本适合,达到设计目标要求。

另外,车体前部保险、杆副车架及其余重要传力构件吸能也需考察。

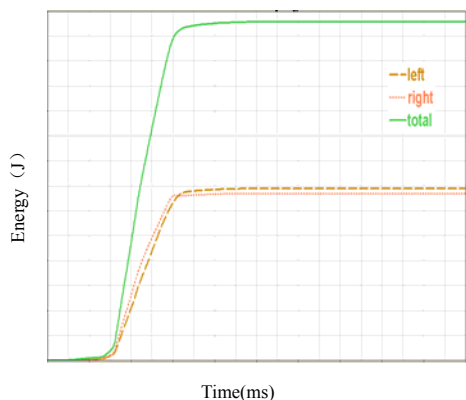


图 5 前舱纵梁吸能

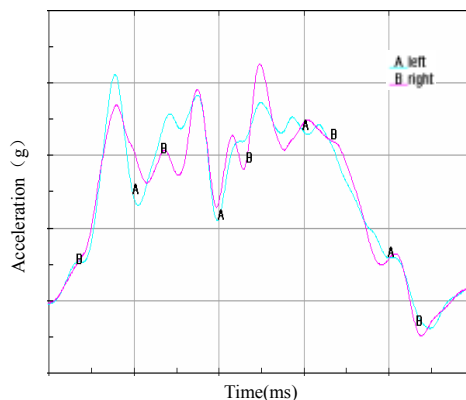


图 6 车体 B 柱下方加速度

5 车体加速度

取 B 柱下方一点作为加速度测量位置,为消除局部变形影响,建立传感器单元,测得曲线如图 6 所示。

可看出,车体从 0~15ms 内,加速度曲线呈直线上升趋势,并且在此段时间末了时刻达到一个峰值,约为 77.5%,分析碰撞过程,这段时间内车体前保险杠最先撞上障碍墙,保险杠发生抵抗冲击作用的变形;15~20ms 内,曲线下降约 36.5%左右,表明此时车体前保已变形充分,前舱部件开始接触障碍墙;20~60ms 内,曲线较为复杂,平均加速度约占设计峰值的 43%,其中在约 50ms 时刻有最大值,为 82.3%,此时是由于前舱各部件综合变形作用的结果;60~85ms 内,车体碰撞加速度急剧回落,此时车体变形逐渐充分,并达到最大,末了时刻加速度趋近于 0;85~95ms 内,加速度变为负值,表明此时加速度方向相反,车体开始回弹;95~100ms 内,加速度又变回正值,由于此处将车体看作是一个大的弹性体,所以车体又二次撞向障碍墙,能量逐步衰减。

分析加速度变化过程,车体左右加速度略有不同,相对于车体设计目标,其值总体不大,车体前部结构“硬度”还可适当提高,由车体变形分析易知,如前纵梁根部结构再做加强,会对车体加速度提高有一定贡献。

6 力传递路径

碰撞产生瞬时冲击力,力沿着主要接触构件快速传递,研究车体结构,最主要的传力构件为车体纵梁及副车架,分别输出二者前、中、后截面处力传递过程,左右车体结果分别见图 7 和图 8。

由曲线得出,整个车体在 0~15ms 之内所受力急剧增大,在约 15~20ms 之内达到最大,其中前舱纵梁前端约为设计参考值的 112%左右,考察车体变形,此时车体前部充分变形,副车架及纵梁开始承受碰撞冲击,瞬前端冲击力达到最大,20ms 之后曲线逐渐下降直至接近于 0,说明在 20ms 之后,车体动能衰减很快,前部构件内能增加,各构件传力也逐渐下降,在车体所受冲击基本停止时,所传力趋近于 0,

比较图 7 和图 8,左右相同位置曲线不尽相同,这说明车体左右结构不完全对称,且发动机总是布置在偏离驾驶员一侧,导致左右碰撞截面力也不完全相同。车体右边截面力大于左边约 15%。

由各截面处传力曲线也验证了车体变形及加速度变化情况。

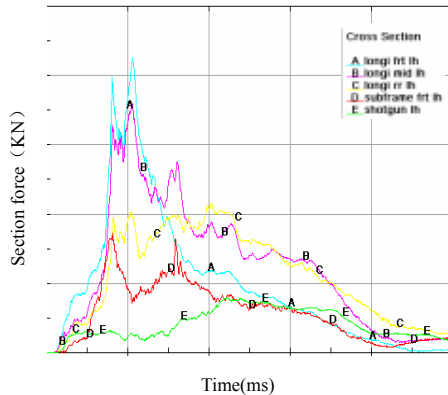


图 7 车体左端主要构件截面力

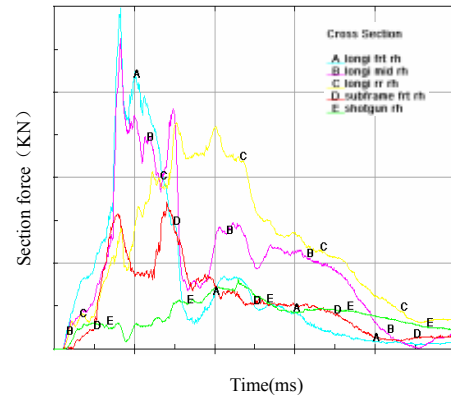


图 8 车体右端主要构件截面力

7 其余考察点位移

(1) A~B 柱间变形

按照法规要求,碰撞后车门应能不使用工具打开,以便乘员能顺利离开乘员舱,因此从车体结构分析的角度需要测量 A~B 柱间变形。在 A、B 柱腰线附近建立测量点,提取碰撞前后这两点间距离变化量,即作为 A~B 柱间变形值。结果如图 9 和图 10。

观察图 9、图 10,曲线变形整体呈逐步增大趋势,在 80ms 时刻达到最大,其值图 9 约为初始值的 93.6%,图 10 约为 87.1%,即车体左右两端 A~B 柱间变形可认为都符合法规要求。另曲线在开始和终了时刻有回复,说明所模拟车体模型作为弹性体有一定回弹,开始时刻的回弹可理解为局部变形影响的弹性回复,终了时刻可理解为车体动能衰减趋于 0 时的回复。

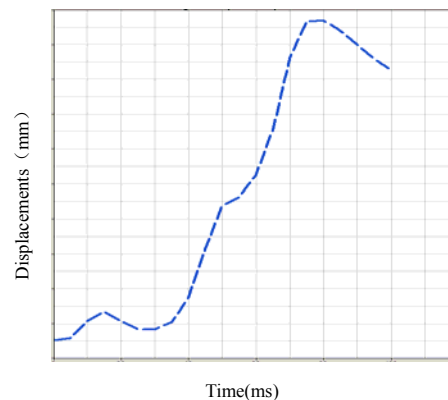
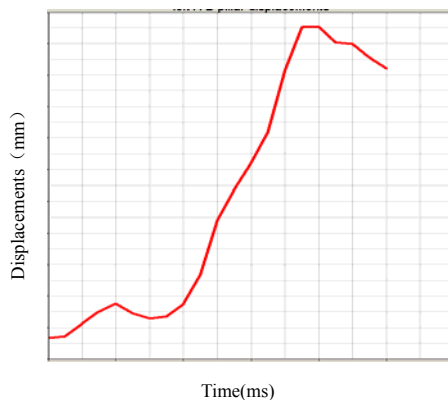


图 9 车体左侧 A~B 柱间变形

图 10 车体右侧 A~B 柱间变形

(2) 转向盘位移

取转向盘中心一点建立测量点, 所得向后及向上移动量分别见图 11 和图 12。

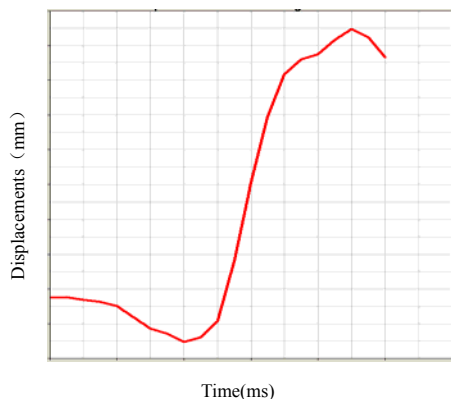


图 11 转向盘 X 方向位移

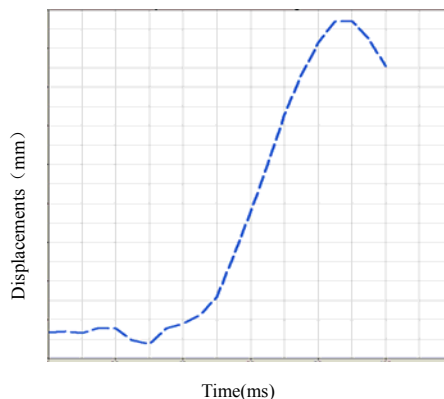


图 12 转向盘 Z 方向位移

由图 11 和图 12 可见, 曲线也都呈上升趋势, 在开始及终了阶段也都有回复, 究其原因同理 A~B 柱间变形分析。图示转向盘后移量最大值为法规值的 45.6%, 向上跳动量约为 81.7%, 再考虑整车匹配有安全气囊, 可认为两值都满足要求。

另外, 按照法规要求, 试验假人右脚是自然放置于加速踏板上的, 所以脚踏板跳动也需要测量。

8 结论

文中仅从车体结构的角度做了安全性能研究, 总结出一般研究此类问题所需输出参数, 并针对具体车型进行了模拟分析, 结果归纳如下:

- (1) 所需考察数据经总结分析主要有车体变形、前挡板侵入量、主要部件吸能、车体加速度、力传递路径、A~B 柱间变形、转向盘位移和踏板跳动等等。
- (2) 所分析车型前挡板侵入量约占目标值的 81%, 分析车体结构认为此值适合。
- (3) 前舱纵梁吸能约占总能量的 23.05% 左右, 吸能较好。
- (4) 车体加速度最大值约占整车目标值的 82.3%, 出现在约 50ms 时刻, 其值还可适当提高。
- (5) 其余各考察指标都基本符合法规要求。

9 参考文献

1. 黄世霖, 张金换, 杜汇良. 汽车安全技术与公共安全. 见: 中国汽车工程学会, 2004 汽车安全技术国际研讨会, 上海, 2004, 北京: 人民交通出版社, 2004: 3~9.
2. 林逸, 张建伟, 马天飞等. 微型客车抗撞性改进的计算机仿真. 汽车工程, 2002, 24 (6): 466~469.
3. Nanda A, Surisetty GK, Shaleena AD, Mohapatra S, etc. Method for Designing and Evaluating Pedestrian Protection Energy Absorbers for Various Car Geometries. SAE congress, 2004, 1: 1702~1911.
4. NHTSA. Pedestrian Injury Reduction Research. US National Highway Traffic Safety Administration, 1993.
5. 钟志华, 张维刚, 曹立波, 何文. 汽车碰撞安全技术. 北京: 机械工业出版社, 2003.