

文章编号:1671-6833(2013)01-0099-04

基于 LS-DYNA 的微型客车正面碰撞分析

冯兰芳¹, 夏兆义¹, 何强², 王宏晓¹, 惠延波¹, 邢志伟¹

(1. 河南工业大学 先进制造研究所, 河南 郑州 450007; 2. 律成车辆有限公司, 重庆 400033)

摘 要: 在 CAD 模型的基础上采用 HyperMesh 软件建立了某微型客车的有限元分析模型. 在 LS-DYNA 环境下, 对整车进行了正面碰撞的非线性仿真, 得到了碰撞时相关参数, 并对该车在碰撞过程中主要吸能部件进行了分析, 最后通过实车碰撞验证了仿真结果的正确性. 通过仿真和实车碰撞结果表明: 利用有限元分析对于汽车正面碰撞仿真是有效的.

关键词: 正面碰撞; LS-DYNA; 有限元分析; 非线性

中图分类号: TH122

文献标志码: A

doi:10.3969/j.issn.1671-6833.2013.01.024

0 引言

一般地说, 所有载人车辆的结构耐撞性, 正越来越受到政府、用户和汽车制造商的重视. 若以破坏性的实车碰撞试验作为客车结构耐撞性设计效果评价依据, 由于其昂贵的费用和较长的时间周期, 使得该方法在客车结构耐撞性优化设计中显得不太现实^[1]. 而运用计算机模拟碰撞恰好可以弥补这些缺陷, 并且能够在设计初期预测车辆的安全性能, 达到较高的精度, 指导车身结构的设计^[2].

笔者在设计的前期对整车正面进行碰撞仿真, 在碰撞仿真过程中, 严格按照 CATIA 生成的模型, 真实反映了实车的结构形式. 并对碰撞结果进行评价, 最后用实验的结果和仿真进行比较验证了仿真结果的正确性.

1 有限元模型的建立

在碰撞过程中主要考虑车身构件的吸能特性和为乘员舱提供纵向刚度两方面因素, 经过以往试验结果分析可知, 最终确认微型客车的前纵梁、前门、前地板和前围在碰撞中吸收了大部分动能, 并且也是保证乘员生存空间的主要构件, 因此这一部分的有限元模型在建立时其模型和材料特性要更加注意其准确性. 在划分网格的时候单元尺寸的大小也会对结果有所影响, 单元尺寸偏大会

影响计算精度. 但越小的单元尺寸要求的时间步长越小, 因而导致计算时间的增加^[3]. 所以单元尺寸的大小要选择合适的. 本次碰撞网格划分时, 变形较大或可能失效的部位网格密度较高, 而变形较小或者无变形的部位可以采用较大的网格密度尺寸. 并且将局部细小的零件进行省略. 这样, 不仅减小划分网格的难度, 而且降低了在计算过程中不必要的时间浪费. 该车三维模型在 CATIA 中以 IGS 格式输出并且导入前处理软件 HyperMesh 中采用板壳单元进行网格划分, 最终划分的网格数量为 822 863 个, 其中四边形数量为 793655. 占总数的 96.45%. 网格质量全部合格. 整车有限元模型如图 1 所示.

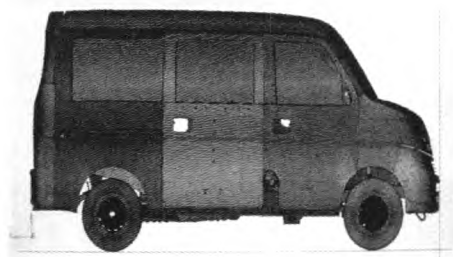


图 1 整车有限元模型

Fig.1 Finite element model of vehicle

人的附加质量用质量点单元模拟, 使用刚性单元加载到相应总成的安装处. 此外, 汽车耐撞性分析是一个涉及几何、材料和边界条件非线性的

收稿日期:2012-10-08; 修订日期:2012-11-02

基金项目:河南省科技攻关计划资助重点项目(112102210470)

作者简介:冯兰芳(1963-), 女, 江西南昌人, 河南工业大学副教授, 主要从事逆向工程、有限元分析等方面的研究,

E-mail:fenglanf@hotmail.com.

动力学问题^[4],在整车碰撞模型中,刚性墙定义为刚性材料,其它材料均按照实际材料的材料特性进行定义,然后倒入 LS-DYNA 进行非线性分析。

2 正面碰撞模拟分析与评价

在碰撞仿真过程中,整车正面以 50 km/h(即 13 889 mm/s)的速度沿 X 轴方向全宽正面碰撞刚性墙,碰撞角即垂直于壁障前表面的直线与车辆纵向行进方向线之间的夹角为 0°^[5]同时对整车模型施加向下的重力加速度,整车速度时间历程曲线如图 2 所示,最终碰撞仿真结果如图 3 所示。

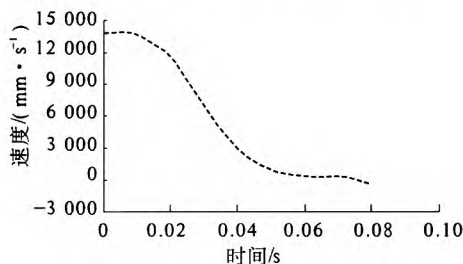


图 2 整车速度-时间历程曲线

Fig. 2 Velocity-time course curve

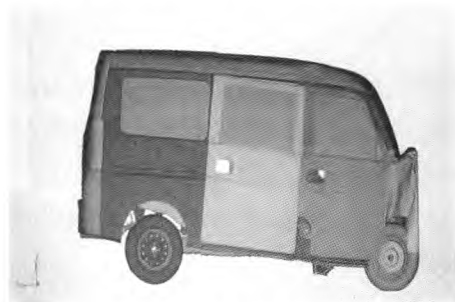


图 3 碰撞仿真结果

Fig. 3 Crash simulation results

2.1 整车变形分析

车身前部的组成部件是正面碰撞中吸收能量的关键部件,其变形模式和吸收能量的多少对整车在碰撞过程中前围总成和门框的变形情况、人员的伤害程度、各点的加速度时间历程的峰值大小和变化情况等有重要影响。整车在碰撞的过程中,在 20 ms 时已经出现明显的变形,变形一直持续到 77 ms 左右,之后出现反弹。

图 3 为碰撞仿真结果,从图 3 可以看出汽车前端发生了明显变形,前围盖板,左右前翼子板均发生较大的塑性变形并产生了褶皱。在正面碰撞过程中,前围板的侵入是造成大腿受到损伤的主要原因,如果侵入过大则可能导致这些部位的伤害程度高于要求。本次仿真前围板最大侵入量为

88.1 mm,起到了很好的吸能效果,又不至于入侵太大。由于微型客车的前部比较短,所以在碰撞的过程中出现了前轮与刚性墙发生接触的情况,在碰撞到前轮之前刚性墙率先接触到前轮罩并使其发生变形,由此将力传递到前门框。整车在碰撞快结束时车身后部向上倾斜,这是因为碰撞时汽车与刚性墙作用力的合力并未经过整车的质心,而是低于质心所造成的。图 4 为碰撞过程中各能量变化时间历程曲线,从图 4 可以看出,在碰撞过程中的能量变化基本守恒,主要由动能、内能和沙漏能组成,随着动能减小内能逐渐增加。此外沙漏能所占比例在规定范围内,证明了模型建立的准确性。

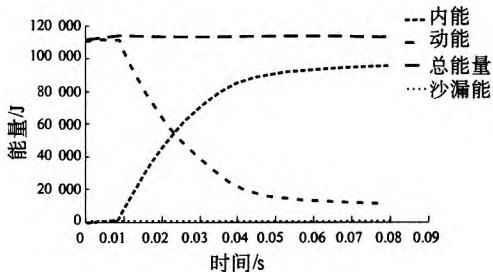


图 4 碰撞过程中各能量变化时间历程曲线

Fig. 4 Time course curve of the energy change in the crash process

2.2 车门框变形分析

碰撞结束后对应于每排座椅,至少需要有一个车门能正常打开,在进行碰撞仿真的过程中,用多大的作用力可以正常开启难度非常大,因此,可以通过对车门门框的变形量间接的评价这项内容。在纵向冲击力的作用下,门框主要承受纵向冲击力的作用,门框变形主要表现为纵向受压的状况。当车门框变形量足够大以至于与车门发生挤压,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,是导致车门不能正常开启的主要原因。在本次仿真中,左侧门框变形 7.36 mm,右侧门框变形量为 5.12 mm,位置均出现在门框下铰链处,整个驾驶室门框发生轻微的塑性变形,说明驾驶室门框在碰撞过程中有足够的强度和刚度,确保车门在碰撞事故后顺利打开。

2.3 车架变形分析

车身构件在碰撞冲击载荷作用下,会产生两种主要的失稳变形方式:一种是轴向压溃变形;另一种是弯曲变形^[6]。在正面碰撞中,构件以轴向压溃变形为主,兼有弯曲变形。在压溃过程中,前纵梁是首当其冲的构件也是吸能的关键部件,是仿真模拟研究关注的重点对象之一。车架变形曲线如图 4 所示左侧最大压溃量 179 mm,右侧最大

压溃量为 169 mm,同时也可以看出,左右纵梁相对应点的时间历程曲线和变形程度略有差别,这是因为该车的结构并非完全对称所造成的.从图 5 可以看出,左右纵梁吸收了相当部分的能量,起到了很好的吸能作用,最大吸能发生在 48 ms 左右,前车架最终吸收能量占总能量的 48%.前车架吸能比例历柱曲线如图 6 所示,左右纵梁变形如图 7 所示.

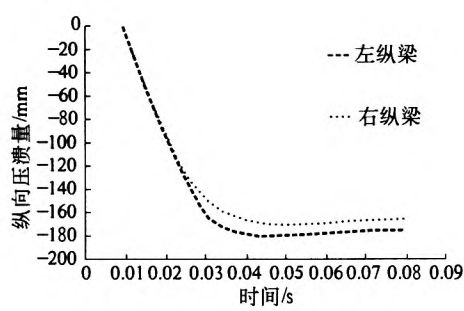


图 5 左右纵梁压溃量时间历程曲线
Fig.5 Left and right stringer crushing amount of time course curves

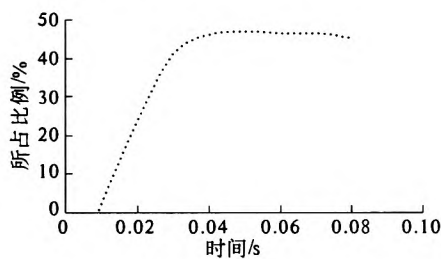


图 6 前车架吸能比例历程曲线
Fig.6 Front frame of the energy absorption ratio of course curve

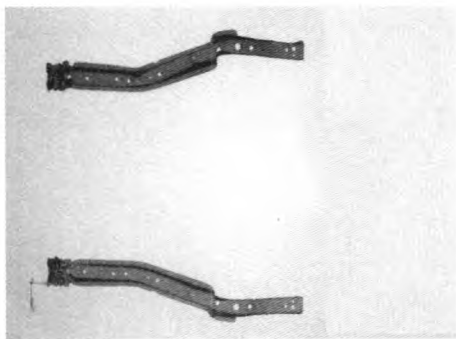


图 7 纵梁碰撞变形图
Fig.7 Stringer crash deformation Figure

2.4 加速度分析

在交通事故中,加速度的大小直接影响乘员在碰撞过程中所受载荷的大小,所以它是衡量汽车碰撞性能乘员的受伤程度的重要尺度.要想满足碰撞法规试验的要求,从技术指标上来讲就是使车体的碰撞变形和乘员的损伤都在一定的限制

范围内.车体加速度过大则是发生乘员损伤的重要原因,所以降低车体碰撞加速度是设计需要重点考虑的一个方面,由刚性墙反力曲线可以得到整车加速度曲线,最后得到整车最大减加速度为 416.5 m/s^2 .而 B 柱下端左右两侧减加速度大小基本一致峰值分别是 470.4 m/s^2 和 431.2 m/s^2 .B 柱右侧下端加速度时间历程曲线如图 8 所示.

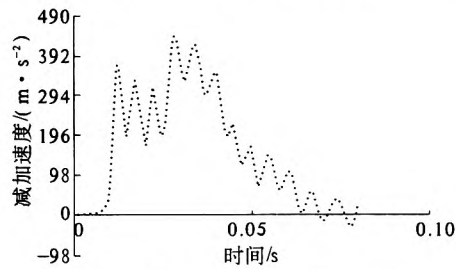


图 8 右 B 柱减加速度历程曲线
Fig.8 Right B-pillar acceleration course curve

3 试验验证

碰撞仿真是在没有样车的情况下进行的虚拟试验,如果要得到真实的结果还必须要通过样车试验才能确定是否达到要求.试验时在车内安装有已标定好的加速度传感器,以便用于测量车身不同部位的减加速度,同时在驾驶室前排位置安装有已标定好的试验假人.试验假人的损伤程度也是评判样车通过与否的重要标准之一.试验中样车在牵引力的作用下以 50 km/h 的速度正面全宽撞向刚性墙,与此同时各传感器自动记录碰撞过程中各参数的时间变化历程.

图 9 为整车碰撞变形图,由图 9 整车碰撞变形图可以看出,计算机仿真结果和试验结果变形基本吻合.碰撞后假人无严重损伤,安全带无脱落,所有车门、门框变形不大,碰撞后可以正常打开以及时救生,满足国家法规要求.



图 9 整车碰撞变形图
Fig.9 Vehicle crash deformation Figure

4 结论

从碰撞分析中可以看出,该车前部设计软硬度适中.软适中性主要体现在碰撞发生时,碰撞部分发生的压溃变形已经吸收了足够的能量,剩余能量也能传递到纵梁、立柱等处,这使得整车的减加速度不至于过大,减小了前排驾驶员和乘员的伤害程度.硬适中性主要体现在驾驶室无刚性部件侵入且驾驶室变形没有挤压到驾驶员和乘员,符合设计原则和安全需要.从计算机仿真实验结果对比来看,说明计算机仿真已经有较高的仿真精度,有较高的准确性.

参考文献:

[1] 邓兆祥,胡玉梅,王攀,等.客车耐撞性结构优化设

计[J].机械工程学报,2005,41(11):217-220

[2] 王宏雁,肖凡.带乘员及约束系统汽车正面碰撞的有限元法仿真研究[J].安全与环境学报,2004,4(2):68-70.

[3] 胡玉梅,李晓红,邓兆祥,等.微型客车正面碰撞仿真技术[J].重庆大学学报,2003,26(9):64-68.

[4] 王国春,成艾国,钟志华,等.材料应变率对汽车碰撞性能影响的研究[J].汽车工程,2010,32(6):482-485.

[5] 赵婷婷,王军杰.微客车车架结构抗撞性能的分析与优化研究[J].机械设计与制造,2011(6):73-75.

[6] 林逸,刘静岩,张君媛,等.微型客车车身结构正面碰撞参数化模型的建立[J].汽车工程,2006,28(1):60-63.

Minibus Frontal Crash Analysis Based on LS-DYNA

FENG Lan-fang¹, XIA Zhao-yi¹, HE Qiang², WANG Hong-xiao¹, HUI Yan-bo¹, XING Zhi-wei¹

(1. Advanced Manufacturing Technology Research Institute, He Nan University of Technology, Zhengzhou 450007, China;
2. Lucheng Automobile Co. Ltd Chongqing 400033, China)

Abstract: The finite element analysis model for the minibus is set up by HyperMesh software based on the CAD model. In the LS-DYNA environment, the vehicle frontal crash nonlinear simulation is done, and crash related parameters are obtained. The main energy-absorbing in crash process are analyzed. Simulations are carried out and the results coincide well with those of real minibus crash test. The simulation and vehicle crash results show that: by using the finite element analysis for vehicle frontal crash simulation is effective.

Key words: frontal crash; LS-DYNA; finite element analysis; nonlinear