

doi:10.16018/j.cnki.cn32-1650/n.202102004

基于 HyperMesh 的 6125 型大客车正碰安全性研究

李晓英¹, 曾 锋²

(1. 集美大学 轮机工程学院, 福建 厦门 361021; 2. 厦门金龙旅行车有限公司, 福建 厦门 361006)

摘要:以 6125 型客车为研究对象,利用 CATIA 软件对该型客车车身骨架进行建模,通过 HyperMesh 软件进行网格划分,建立有限元模型,应用非线性有限元软件 LSDYNA 对该客车有限元模型进行正面碰撞仿真计算。参照欧盟 ECE R94《正面碰撞乘员保护》标准和美国 FM-VSS208《碰撞的乘员保护》标准中对碰撞的变形和碰撞安全性的要求,提出增加前段地板骨架及车架(司机地板区域)纵梁厚度以及增加前围保险杠和吸能盒的改进方案。结果表明,该优化方案达到了行业标准的要求,可为大客车碰撞事故分析及改进提供参考。

关键词:客车;正面碰撞;安全性;结构改进;有限元

中图分类号:U467.4 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5322(2021)02-0017-05

大客车的碰撞事故形态包括正碰、侧碰、追尾碰及侧翻,其中客车正面碰撞约占事故总数的 67%^[1],由此可见,正面碰撞已经成为客车交通运输中非常重要并急需解决的问题。客车碰撞安全性研究主要有经验法、试验法和计算机仿真分析法。

本文以 6125 型大客车为研究对象,进行正面碰撞的有限元仿真分析,针对该碰撞结果,提出对车身骨架前部结构进行结构优化的方案,为大客车碰撞事故分析及改进提供一定的参考。

1 基于 HyperMesh 的车体骨架仿真模型的构建

1.1 车体骨架模型的建模原则

在进行客车碰撞仿真分析之前,必须要确保整车有限元模型的精确性,才能确保基于该模型的有限元仿真分析结果的可靠性^[2]。客车骨架绝大部分是由矩形管焊接而成的框架结构,结构较复杂,为兼顾准确性和计算成本,整车有限元模型建立时需要适当地简化模型^[3]。本次模型主要做了如下简化:

- (1)考虑到蒙皮和玻璃等部件对仿真碰撞性能影响较小,可以忽略不计;
- (2)车体骨架中所有规则的型材,如矩形截

面管等,均用壳单元模拟;

- (3)忽略较小的安装孔位、工艺孔位以及车身上的相关附件,如前后视镜和车内扶手等等;
- (4)发动机、变速器、压缩机、油箱、电机、空调等附件,则以质量点的形式附加到相应的连接位置上。

基于上述的简化修改原则,在 CATIA 软件中建立客车车身三维模型。

在 HyperMesh 软件中完成网格划分,边界条件加载以及仿真计算。其中网格划分流程包括模型几何清理、网格划分、网格质量检查、赋予材料属性、单元节点连接方式的定义以及参数设置等。客车模型是以壳单元为主的骨架有限元模型,个别铸件采用实体单元。在进行完几何清理和网格划分后,该模型总共有 1 557 433 个单元,三角形单元为 10 492 个,占总单元数量的 0.67%,符合小于 5%的要求,共有节点 1 519 527 个。其中客车前部模型结构单元数量为 286 039 个,占整辆车身骨架结构单元总数的 18.37%。最后添加其材料属性,如表 1 所示。

该 6125 型客车所受载荷及施加方式如下:

- 司机座椅质量 36.5 kg,乘客单人座椅质量 8 kg,双人椅质量 15 kg,发动机质量 860 kg,变速箱质量 205 kg 等等,这些部件均在其相应的重心位

表 1 主要的材料参数
Table 1 Main material parameter

名称	型号	本构模型	质量密度/(t·mm ⁻³)	弹性模量/GPa	泊松比	屈服极限/MPa
车身骨架	Q700	M36_PLAS_TAB	7.85×10 ⁻⁹	210	0.3	700
车身骨架	Q345	M36_PLAS_TAB	7.85×10 ⁻⁹	210	0.3	345
车身骨架	Q235	M36_PLAS_TAB	7.85×10 ⁻⁹	210	0.3	235
前后桥	铸铁	M36_PLAS_TAB	7.85×10 ⁻⁹	210	0.3	—
轮胎	橡胶	M1_ELAST	2.6×10 ⁻⁷	2.61	0.49	—

置处建立质量单元,并采用刚性单元连接或共节点的方式连接。经网格划分流程后建立的有限元模型如图 1 所示。

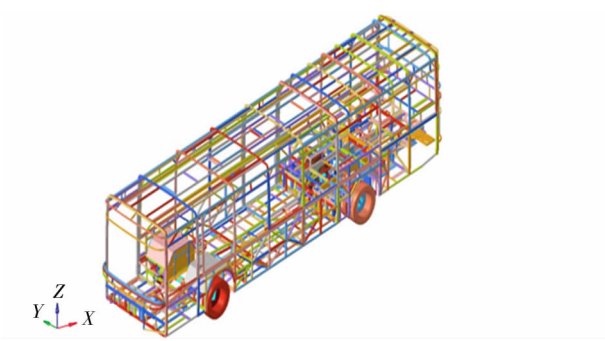


图 1 6125 型客车有限元模型

Fig 1 Finite element model of 6125 passenger car

2 正面碰撞仿真结果分析

2.1 碰撞参数的设定

2.1.1 初速度和仿真时间

参考欧盟 ECE R94《正面碰撞乘员保护》标准和美国 FMVSS208《碰撞的乘员保护》标准中的碰撞初速度^[4],确定本文 6125 型客车正面碰撞的初速度为 30 km/h。给整车定义重力加速度,取值为 9.8 m/s,方向垂直于地面的重力加速度场。参照相关资料^[5],设置计算的终止时间为 150 ms。时间步长设定为 0.13 μs。

2.1.2 接触设置

车身碰撞模型设置的接触包括整车与刚性壁间的面面接触,其动静摩擦系数都定义为 0.1,也包括车身部件间的自动单面接触,其动静摩擦系数定义为 0.15^[6]。

2.1.3 沙漏控制

为避免沙漏模式导致的模型刚度降低,需将沙漏能控制在总能量的 5% 以内。待碰撞参数设定好后,即可导入到 LSDYNA 中进行求解。

2.2 6125 型客车正面碰撞仿真结果分析

2.2.1 客车车身变形分析

研究表明,实际车辆碰撞的过程持续时间约为

80~120 ms^[7],设置计算的终止时间为 150 ms。

从客车碰撞变形试验结果中可以看出,在 20 ms 时,前围下横梁和门前立柱均产生弯曲变形,前围上横梁和侧围轻微型变,车门空间逐渐减小;到了 50 ms 时,前围下横梁变形严重,前围上横梁也出现了变形,门前立柱变形弯曲更加严重,底架纵梁变形愈加明显,碰撞产生的动能甚至达到了后车轮处,与底架纵梁连接的底架横梁开始发生弯曲变形,即驾驶室地板处发生翘曲变形,窗立柱和门立柱发生倾斜,车门空间进一步减小,驾驶室发生严重变形;到 100 ms 时,上述变形仍然存在,虽然客车前端驾驶室变形仍然比较严重并且顶盖横梁受力还在增加,但还是可以看出动能开始慢慢减少,前围、底架和门前立柱的变形吸收了大部分动能,但此时吸能速度开始减慢,整车也慢慢回弹,到 150 ms 时,逐渐稳定下来。此时,车体结构塑性变形部分残留,不再回复,弹性变形部分回复到原来的形状。整个碰撞过程中,由于前围、底盘车架、驾驶员地板区域以及侧围的吸能,使得乘客区较为安全,但车门却变形严重,同时前围横梁、车门立柱、底架横梁和窗立柱的变形也较为严重,此时驾驶员生存空间的安全性需进一步进行分析。

2.2.2 驾驶员生存空间变形分析

客车正面碰撞使驾驶室侧围、地板和车门立柱发生严重的变形,从而威胁到驾驶员的生命安全,因此需要对驾驶员生存空间主要尺寸前后变化值进行对比分析。根据 GB/T 13053—2008《客车车内尺寸》标准中对驾驶员生存空间主要尺寸的推荐数值^[8],在仿真分析中测量了表 2 中的数据。

由表 2 可知,驾驶室的人侵量 R_1 为 59.83 mm,驾驶员的生存空间受到较为严重的威胁。由碰撞前后的 R_2 对比数据可以算出,驾驶员左侧出现了 21.32 mm 的变形,变形较小。 R_3 是表示前围挡板到驾驶员后围护板的距离,该距离表明驾

表 2 生存空间评价
Table 2 Evaluation of living space

指标	函数意义	碰撞前	碰撞后	变化量
R_1	驾驶员座椅地板中心到前围挡板距离	1 349. 50	1 289. 17	59. 83
R_2	驾驶员座椅地板中心到前围挡板距离	597. 09	575. 77	21. 32
R_3	前围挡板到驾驶员后围护板距离	1 627. 65	1 546. 13	81. 52
R_4	驾驶室左侧风窗的对角线距离	1 874. 29	1 791. 18	83. 11

驶室沿车辆前行方向被压缩了 81. 52 mm。而 R_1 和 R_3 的差值,则表示驾驶室生存空间被压缩了 21. 69 mm,该值较小,尚未对驾驶员的安全造成威胁。由 R_4 的值可得知左侧风窗变形量为 83. 11 mm,该值变化较大,证明风窗发生了较大的挤压变形。由上述分析可知, R_2 和 R_3 变形较小, R_1 与 R_4 变形较大,虽然都在限值之内,驾驶员生存空间符合要求,但还有一定的改善空间。考虑到本次碰撞速度是 30 km/h,属于中等速度的碰撞,但实际碰撞速度也可能会超过此速度,因此驾驶员空间还是要确保充裕的。

2.2.3 车门变形分析

当正面碰撞发生后,车门是人们逃生的重要通道,因此研究车门的变形情况对于正面碰撞的分析和改进具有重要意义。由图 2 可以明显看出车门区域的变形比较严重,其打开功能受到了一定的限制,图 3 的车门压缩量曲线也证实了这一点。

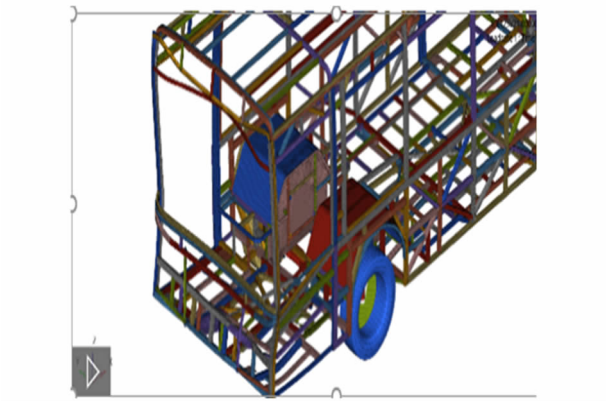


图 2 车门骨架变形图
Fig 2 Deformation diagram of car door skeleton

由图 3 可以看出,正面碰撞开始 5 ms 时,车门就开始压缩,在 50 ms 到 70 ms 之间,车门压缩量达到最大限度,为 196 mm;在 70 ms 之后,随着碰撞能量的变化渐趋稳定,车门的压缩量稳定在 165 mm。当碰撞过程结束后,车门压缩量为 165 mm,占车门宽度的 18. 3%。该数据表明车门发生较为严重的变形,使得乘客的逃生安全受到威

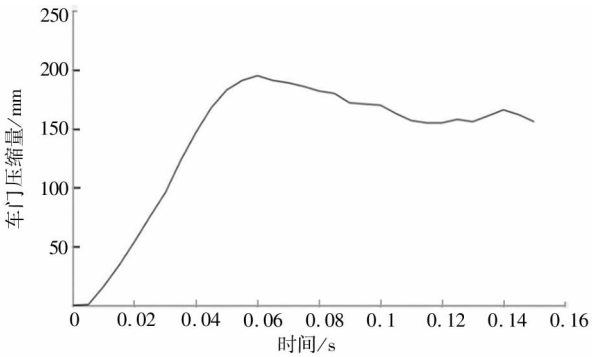


图 3 车门骨架中部压缩量
Fig 3 Compression in the middle of door

胁,车门变形量需要在改进方案中达到要求。

2.2.4 碰撞加速度分析

当碰撞加速度过大时,会导致客车本身受到较大的负荷冲击,该载荷也会被传递到乘客身上,从而造成乘客受伤。通常可以用质心加速度和驾驶室座椅地板中心加速度曲线来评价客车正面碰撞的安全性。如图 4 和 5 所示。

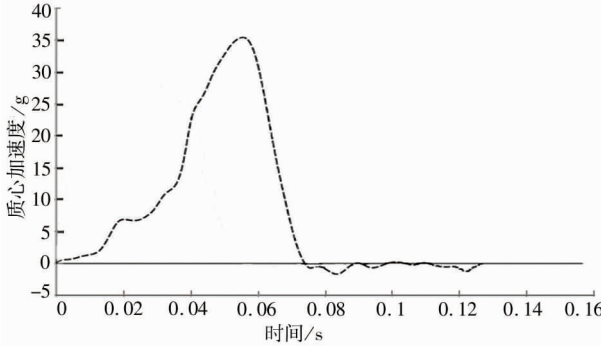


图 4 质心加速度曲线
Fig 4 The curve of acceleration at the center of mass

客车正面碰撞安全标准是要求质心加速度在 30g 以内,由图 4 可以看出,该 6125 型客车碰撞峰值的质心加速度峰值为 37. 1g,不符合要求,有进一步改进的空间。根据美国高速交通安全管理局规定的假人伤害评价,假人头部持续 3 ms 以上的加速度峰值应小于 80g^[9]。由图 5 可以看出,本文测得驾驶室座椅地板中心线的加速度为 81. 2 g,这表明车体前端结构吸能不够,会造成驾驶员头部受伤,因此有进一步改进的空间。

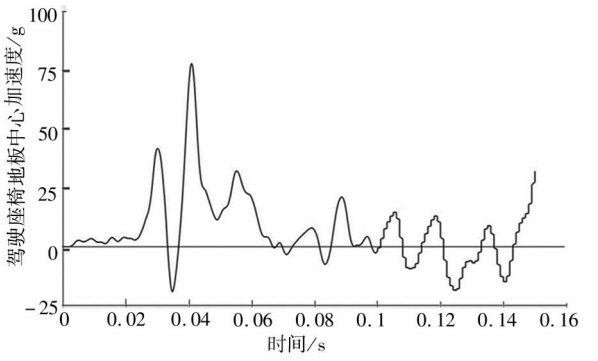


图 5 驾驶室座椅地板中心加速度曲线

Fig 5 Center acceleration curve of cab seat floor

2.2.5 各部件吸能对比分析

分析对比各部件的吸能情况,为进一步的结构改进提供参考。各主要部件在正面碰撞下的吸能情况如图 6 所示。

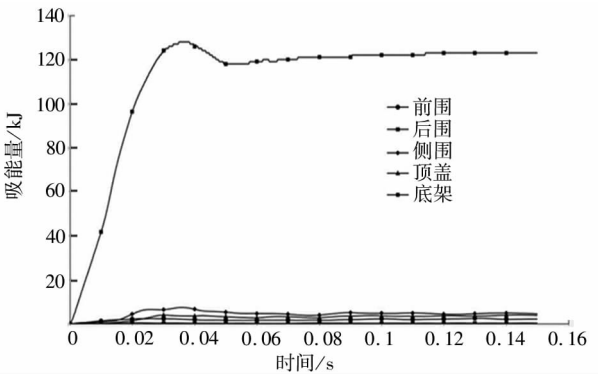


图 6 各总成吸能效果对比

Fig 6 Comparison diagram of energy absorption effect of each assembly

由图 6 可知,碰撞过程中的最大动能为 162 kJ,其中前围吸能最多,共吸能 124.4 kJ,约占 78.02%;然后是侧围,共吸能 8.5 kJ,约占 5.3%;其他各部件总成吸能较少,其中顶盖共吸能 5.4 kJ,约占 3.3%;底架共吸能 3.2 kJ,约占 2%;后围吸能 1.5 kJ,约占 0.9%。该图可作为后续进行客车车身碰撞结构改进的依据。

3 客车正面碰撞结构优化方案

3.1 正面碰撞的改进方案

根据 6125 型客车正面碰撞的仿真数据,可以看出车身前部结构,如前围、底架、侧围、前门立柱和顶盖等都发生了较为严重的变形,同时客车的质心速度和驾驶室座椅地板处的加速度都较大,车门变形严重导致了车门不能正常开启,这些参数都需要进行调整。这些部件的变形也说明该型客车前部结构吸能特性较差,因此本文在改进方

案中主要针对客车前部吸能区域进行了改进。首先是前段地板骨架及车架(司机地板区域)纵梁厚度增加,其次是前围增加保险杠,最后增加了吸能盒,该客车的改进结构如图 7 所示。

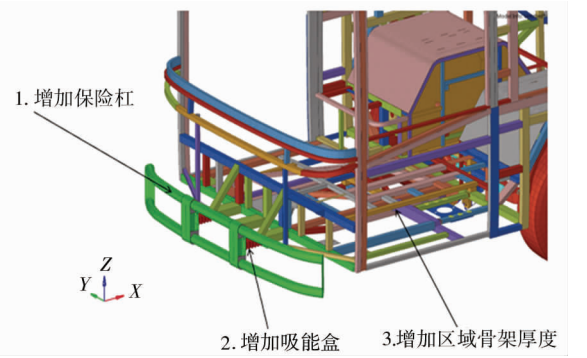


图 7 车身前部结构改进示意图

Fig 7 Diagram of structural improvement of front body

3.2 改进结果对比分析

3.2.1 车身前部变形分析

对比图 8 和图 9 可以看出,改进前车身变形明显,前围、侧围、底架、前门立柱以及车门等结构都受到了较为严重的冲击和变形;而经过改进后,

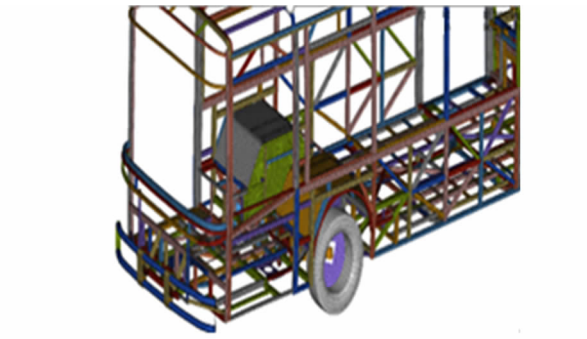


图 8 改进后车身前面变形

Fig 8 Improved front body deformation

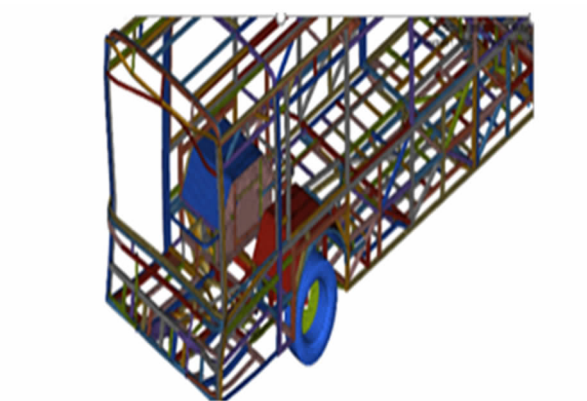


图 9 改进前车身前面变形

Fig 9 Front body deformation before improvement

车身前部结构的变形明显减少,增加的吸能盒吸收了大部分的能量,最终被压溃了。

3.2.2 驾驶员生存空间对比分析

结构改进后,表3数据显示 R_1 获得了 32.67 mm 的改善量, R_3 获得 29.17 mm 的改善量。改进后,驾驶员的生存空间得到了较大的改善,驾驶安全系数较高。该改进措施大大改进了车门的变形问题,车门几乎没有受到碰撞影响。

3.2.3 客车质心加速度对比分析

改进前后,客车质心加速度和驾驶员座椅地

板中心加速度曲线对比如图10和图11所示。

由图10可以看出,改进后客车质心加速度峰值为30g,刚好符合要求,质心加速度下降了7.1 g,较改进前有较大的提升。由图11可以看出,驾驶员座椅地板中心加速度初始值变化幅度较大,这是因为碰撞的能量正在由吸能盒迅速吸收,此时加速度波动较大,但其峰值还是低于原始模型中的峰值,当吸能盒吸收了大部分动能之后,加速度逐渐减小,波动幅度也小于原始模型。改进后,驾驶的碰撞安全性能得到提升。

表3 驾驶员生存空间前后对比表
Table 3 Driver survival space before and after comparison mm

指标	函数意义	碰撞前	改进前变化量	改进后变化量	改变量
R_1	驾驶员座椅地板中心至前围挡板距离	1 349.50	59.83	27.16	32.67
R_2	驾驶员座椅地板中心至前围挡板距离	597.09	21.32	18.82	2.5
R_3	前围挡板至驾驶员后围护板距离	1 627.65	81.52	52.35	29.17
R_4	驾驶室左侧车窗对角线距离	1 874.29	83.11	53.62	29.49

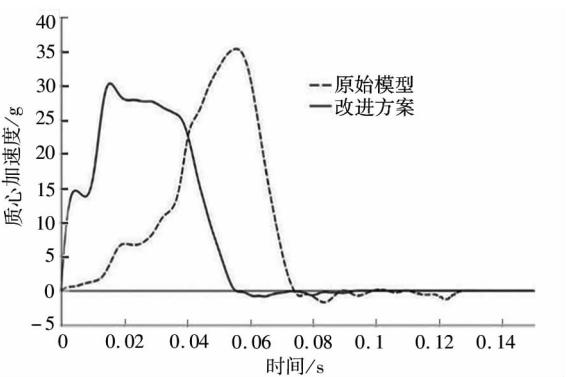


图10 客车质心加速度曲线对比图
Fig 10 The curve of acceleration at the center floor of mass comparison

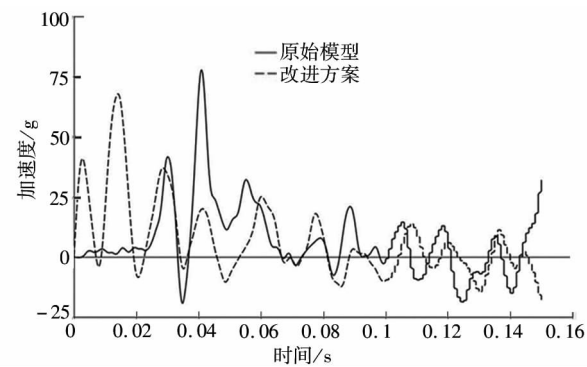


图11 司机座椅地板中心加速度曲线对比
Fig 11 Center acceleration curve of cab seat

4 结论

本文运用有限元分析方法,根据整车正面碰撞仿真中各变形部件的变形数值和影响碰撞性能的参数值,针对其碰撞特点提出了优化方案。该优化方案中增加了前段地板骨架及车架(司机地

板区域)纵梁厚度,并在前围处增加保险杠和吸能盒。改进后的结果表明,该客车在车身变形、车门变形、驾驶室生存空间、驾驶员座椅地板中心加速度等方面都有较为明显的改善和提升,可见该优化方案可为大型客车正面碰撞仿真安全性能提升提供参考。

参考文献:

[1] 谢晓鹏,王喜顺. 汽车碰撞中的安全问题研究[J]. 天津汽车,2005(1):18-22.
[2] 朱静. 大客车顶部结构强度分析及翻滚碰撞性能研究[D]. 西安:长安大学,2008:25.
[3] 郑羿方. 基于正面碰撞的大客车车身结构动力修改[D]. 西安:长安大学,2014:11.
[4] 徐业平,汪晓红,陶绪强. 美国联邦机动车安全标准介绍[J]. 中国检验检疫,2010(2):39-40.